

Rec'd PCT/PTO 14 JUL 2004

PCT/JP 03/C1605

日 本 国 特 許 庁

JAPAN PATENT OFFICE

14.02.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日
Date of Application:

2002年 2月20日

REC'D 11 APR 2003

WIPO PCT

出 願 番 号
Application Number:

特願2002-043835

[ST.10/C]:

[JP2002-043835]

出 願 人
Applicant(s):

ヤマハ発動機株式会社

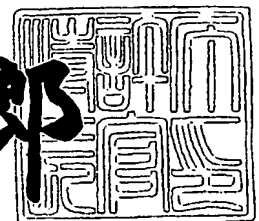
**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 3月25日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



Best Available Copy 出証番号 出証特2003-3020002

【書類名】 特許願

【整理番号】 P16871

【提出日】 平成14年 2月20日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02F 1/00

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県磐田市新貝 2 5 0 0 番地 ヤマハ発動機株式会社
内

 【氏名】 内海 洋司

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県磐田市新貝 2 5 0 0 番地 ヤマハ発動機株式会社
内

 【氏名】 伊藤 正博

【特許出願人】

 【識別番号】 000010076

 【氏名又は名称】 ヤマハ発動機株式会社

 【代表者】 長谷川 至

【代理人】

 【識別番号】 100087619

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 下市 努

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 028543

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

 【包括委任状番号】 9102523

【プルーフの要否】

要

【書類名】 明細書
【発明の名称】 エンジンの締結構造
【特許請求の範囲】

【請求項1】 クランクケースとシリンダボディとを別体にするとともに、両者を結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、クランクケースを、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材をアルミニウム合金で鋳ぐるんだ構造とし、上記鉄合金製軸受部材の、クランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側にシリンダボディ側に延びる結合ボス部を一体形成し、該結合ボス部に上記結合ボルトを螺挿したことを特徴とするエンジンの締結構造。

【請求項2】 請求項2において、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置されており、該バランス軸が上記鉄合金製の軸受部材により支持されていることを特徴とするエンジンの締結構造。

【請求項3】 請求項1又は2において、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面はクランクケースのシリンダボディ側合面に露出することなく内部に埋設されていることを特徴とするエンジンの締結構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、シリンダボディとクランクケースとを結合ボルトと結合するようにしたエンジンの締結構造に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば自動二輪車用エンジンでは、クランクケースとシリンダボディとを別体に構成するとともに、両者を結合ボルトで結合するようにした構造が一般的に採用される。

【0003】

ところで上記クランクケースのシリンダボディとの結合合面下方にはクランク軸がクランクケースの左、右側壁を貫通するように配設されており、該クランクケースのクランク軸軸受配設部に大きな軸受荷重が作用することとなる。クラン

クケースは一般にアルミニウム合金製であり、上記大きな軸受荷重に耐え得る剛性を確保するには肉厚、径等寸法上の制約が大きい。

【 0 0 0 4 】

そこで上記大荷重に耐え得るように、鉄合金製のクランク軸軸受を支持するための軸受部材をクランクケース側壁内に鑄ぐるみにより埋設する構造を採用することがある。

【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】

上記軸受部材をクランクケース内に埋設した場合、クランクケース自体の軸受荷重の大きく向上するものの、単に軸受部材を埋設するだけでは上述のクランクケースとシリンダボディとの結合力を大きく向上することはできない。

【 0 0 0 6 】

本発明は、上記従来の問題点に鑑みてなされたものであり、軸受部材をクランクケース側壁内に埋設することにより、軸受荷重自体の増大のみならずクランクケースとシリンダボディとの結合力をも大きく向上できるエンジンの締結構造を提供することを課題としている。

【 0 0 0 7 】

【課題を解決するための手段】

請求項 1 の発明は、クランクケースとシリンダボディとを別体にするとともに、両者を結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、クランクケースを、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材をアルミニウム合金で鑄ぐるんだ構造とし、上記鉄合金製軸受部材の、クランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側にシリンダボディ側に延びる結合ボス部を一体形成し、該結合ボス部に上記結合ボルトを螺挿したことを特徴としている。

【 0 0 0 8 】

請求項 2 の発明は、請求項 2 において、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置されており、該バランス軸が上記鉄合金製の軸受部材により支持されていることを特徴としている。

【 0 0 0 9 】

請求項 3 の発明は、請求項 1 又は 2 において、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面はクランクケースのシリンダボディ側合面に露出することなく内部に埋設されていることを特徴としている。

【 0 0 1 0 】

【発明の作用効果】

請求項 1 の発明によれば、アルミニウム合金製クランクケースに鋳ぐるまれたクランク軸支持用の鉄合金製軸受部材の、シリンダ軸線を挟んだ両側にシリンダボディ側に延びる結合ボス部を一体形成し、該結合ボス部にシリンダボディ結合用のボルトを螺挿したので、燃焼圧力による荷重をシリンダ軸線を挟んだ前、後 2 箇所の結合ボス部により均等に負担することとなり、シリンダボディとクランクケースとの結合剛性を向上できる。

【 0 0 1 1 】

請求項 2 の発明によれば、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行に配置されているバランサ軸を上記鉄合金製の軸受部材により支持したので、バランサ軸の支持剛性を高めることができる。

【 0 0 1 2 】

請求項 3 の発明によれば、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面をクランクケースのシリンダボディ側合面に露出させることなく内部に埋設したので、クランクケースのシリンダボディとの接続合面に異種金属が露出することにより、例えば熱膨張率の差異等によって発生することが懸念されるシール性の低下を回避できる。

【 0 0 1 3 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

図 1 ～図 2 1 は、本発明の一実施形態によるエンジンを説明するための図である。図において、1 は水冷式 4 サイクル単気筒 5 バルブエンジンであり、これはクランクケース 2 上にシリンダボディ 3、シリンダヘッド 4 及びヘッドカバー 5 を積層締結し、シリンダボディ 3 のシリンダボア 3 a 内に摺動自在に配置されたピストン 6 をコンロッド 7 によりクランク軸 8 に連結した概略構造を有する。

【0014】

上記シリンダボディ3とクランクケース2とは、下フランジ部（ケース側フランジ部）3bを貫通する4本のケースボルト30aを上記クランクケース2のシリンダ側合面2e部分にねじ込むことにより結合されている。より具体的には、上記ケースボルト30aはアルミニウム合金製のクランクケース2の左、右壁部内にインサート鋳造により埋設された鉄合金製の軸受ブラケット12、12'（後述する）のボルト結合部（結合ボス部）12cに螺挿されている。なお、31aはクランクケース2とシリンダボディ3との位置決め用ドエルピンである。

【0015】

また上記シリンダボディ3とシリンダヘッド4とは2本の短ヘッドボルト30b及び4本の長ヘッドボルト30cにより結合されている。上記短ヘッドボルト30bは、シリンダヘッド4の吸気ポート4c下部及び排気ポート下部に螺挿によって植設されて下方に延び、シリンダブロック3の上フランジ部3fを貫通して下方に突出している。そしてこの短ヘッドボルト30bの下方突出部に袋ナット32aを螺着することにより該上フランジ部3fひいてはシリンダボディ3がシリンダヘッド4のシリンダ側合面4aに締め付けられている。

【0016】

また上記長ヘッドボルト30cは、シリンダボディ3の下フランジ部3bに螺挿により植設されて上方に延び、シリンダブロック3の上フランジ部3fからさらにシリンダヘッド4のフランジ部4bを貫通して上方に突出している。そしてこの長ヘッドボルト30cの上方突出部に袋ナット32bを螺着することにより該下フランジ部3bひいてはシリンダボディ3がシリンダヘッド4のシリンダ側合面4aに締め付けられている。

【0017】

このようにシリンダボディ3とシリンダヘッド4とを結合するに当たって、シリンダボディ3の上フランジ部3fを短ヘッドボルト30b及び袋ナット32aでシリンダヘッド4に締め付け固定するだけでなく、クランクケース2の合面2eにボルト締め結合された下フランジ部3bに長ヘッドボルト30cを植設し、該長ヘッドボルト30c及び袋ナット32bによりシリンダボディ3をシリンダ

ヘッド4のフランジ部4bに締め付け固定したので、燃焼圧力による引っ張り荷重をシリンダボディ3及び上記4本の長ヘッドボルト30cで負担することとなり、それだけシリンダボディ3に作用する荷重を軽減できる。その結果、シリンダボディ3の特に軸方向中間部に発生する応力を小さくでき、該シリンダボディ3の肉厚を薄くした場合でも耐久性を確保できる。

【0018】

ちなみに、シリンダボディ3の上フランジ部3fのみをシリンダヘッド4に結合した場合には、シリンダボディ3の軸方向中間部に過大な引張り応力が発生し、極端な場合は該部分にクラックが生じる懸念があるが、本実施形態では上記長ヘッドボルト30cの存在により上記過大な応力のシリンダボディ中間部での発生を回避でき、クラックの発生を防止できる。

【0019】

また上記長ヘッドボルト30cを下フランジ部3bに植設するにあたり、該長ヘッドボルト30cをクランクケース締め付け用のケースボルト30aの近傍に配置したので、上記燃焼圧力による荷重はシリンダヘッド4から上記長ヘッドボディ30c及びシリンダボディ3を介してクランクケース2に確実に伝達でき、この点から上記荷重に対する耐性を向上できる。

【0020】

ここで上記右側の軸受ブラケット12'は、図5、図16に示すように、クランク軸8の右側軸受11a'が軸受穴12a内に圧入等により勘合挿入されるボス部12bを有する。そしてこのボス部12bの、クランク軸8方向に見た時、該クランク軸8を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部12c、12cが上方に、クランクケース2のシリンダ側合面2eの近傍まで延びている。

【0021】

また左側の軸受ブラケット12では、図5、図17に示すように、クランク軸8方向に見た時、該クランク軸8を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部12c、12cが上方に、クランクケース2のシリンダ側合面2eの近傍まで延びている。またボス部12bには鉄製で後述するバルンサ駆動ギヤ25aより大きい外径を有する軸受カラー12dが圧入されるカラー穴12eが形成されて

いる。そしてこの軸受カラー 1 2 d の軸受穴 1 2 a 内に左側のクランク軸軸受 1 1 a が勘合挿入されている。

【 0 0 2 2 】

ここで上記軸受カラー 1 2 d は、クランク軸 8 に上記バランサ駆動ギヤ 2 5 a を有するギヤ体 2 5 が圧入装着された状態で該クランク軸 8 をクランクケース 2 内に組み立てることができるようにするためのものである。

【 0 0 2 3 】

また図 5 に示すように、上記クランク軸 8 の左軸部 8 c の上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a との間の部分にはシールプレート 2 5 d が介在されている。このシールプレート 2 5 d の内径側部分は上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a のインナレースとで挟持され、その外径側部分と軸受 1 1 a のアウトレースとの間には両者の干渉を回避する僅かな隙間がある。また該シールプレート 2 5 d の外周面は上記軸受カラー 1 2 d のフランジ部 1 2 h の内周面の摺接している。

【 0 0 2 4 】

さらにまたクランク軸 8 の右軸部 8 c' の上記軸受 1 1 a' とカバープレート 1 7 g 間部分にはシール筒 1 7 i が介在されている。このシール筒 1 7 i の内周面は上記右軸部 8 c' に勘合固定されている。またシール筒 1 7 i の外周面にはラビリンス構造のシール溝が形成され、かつ右ケース部 2 b に形成されたシール孔 2 p の内面に摺接している。

【 0 0 2 5 】

このようにクランク軸 8 の左、右軸部 8 c, 8 c' の軸受 1 1 a, 1 1 a' 外側にシールプレート 2 5 d, シール筒 1 7 i を介在させることによりクランク室 2 c 内の圧力洩れが防止されている。

【 0 0 2 6 】

このように本実施形態によれば、アルミニウム合金製クランクケース 2 に鋳ぐるまれたクランク軸支持用の鉄合金製軸受部材 1 2, 1 2' の、シリンダボア軸線 A を挟んだ両側にシリンダボディ 3 側に延びるボルト結合部（結合ボス部） 1 2 c, 1 2 c を一体形成し、該ボルト結合部 1 2 c にシリンダボディ 3 をクランクケース 2 に結合するためのケースボルト 3 0 a を螺挿したので、燃焼圧力によ

る荷重をシリンダボア軸線Aを挟んだ前、後2箇所のボルト結合部12cにより均等に負担することができ、シリンダボディ3とクランクケース2との結合剛性を向上できる。

【0027】

また、クランク軸8の近傍に該クランク軸8と平行に配置されているバランス軸22、22'の少なくとも一端部を上記鉄合金製の軸受部材12、12'により支持したので、バランス軸22、22'の支持剛性を高めることができる。

【0028】

さらにまた、鉄製の軸受ブラケット12、12'をアルミニウム合金製のクランクケース2内に埋設するに当たり、ボルト結合部12cの上端面12fをクランクケース2のシリンダ側合面2eに露出させることなく内方に位置させたので、クランクケース2とシリンダブロック3との接合面に硬度、材質の異なる金属部材が混在することがなく、シール性の低下を回避できる。即ち、鉄製のボルト結合部12cの上端面12fをアルミニウム合金製のシリンダボディ3の下フランジ3bに形成されたケース側合面3cに当接させると熱膨張係数差等が起因してシール性が低下する。

【0029】

また左側の軸受ブラケット12においては、バランス駆動ギヤ25aより外径の大きい軸受カラー12を軸受11aの外周に装着したので、上記バランス駆動ギヤ25aをクランク軸8に圧入等（一体形成でも勿論構わない）により装着固定した状態で該クランク軸8をクランクケース2内に組み付ける際に、該バランス駆動ギヤ25aが軸受ブラケット12のボス部12bの最小内径部に干渉することがなく、支障無く組み付けできる。

【0030】

上記クランクケース2は左、右ケース部2a、2bからなる左、右2分割式のものである。左ケース部2aには左ケースカバー9が着脱可能に装着されており、該左ケース部2aと左ケースカバー9で囲まれた空間はフラマグ室9aとなっている。このフラマグ室9a内に、クランク軸8の左端部に装着されたフラマグ式発電機35が収容されている。なお、上記フラマグ室9aは、後述するチェン

室 3 d, 4 d を介してカム軸配置室に連通しており、カム軸を潤滑した潤滑油の大部分はチェン室 4 d, 3 d を介してフラマグ室 9 a 内に落下する。

【0031】

また上記右ケース部 2 b には右ケースカバー 10 が着脱可能に装着されており、該右ケース部 2 b と右ケースカバー 10 とで囲まれた空間はクラッチ室 10 a となっている。

【0032】

上記クランクケース 2 の前部にはクランク室 2 c が、後部にはミッション室 2 d がそれぞれ形成されている。上記クランク室 2 c は上記シリンダボア 3 a に向かって開放され、かつミッション室 2 d 等他の室とは実質的に画成されている。そのため上記ピストン 6 の上昇下降によりミッション室 2 d 内の圧力が変動し、ポンプとして機能するようになっている。

【0033】

上記クランク軸 8 は上記クランク室 2 c 内に左、右のアーム部 8 a, 8 a 及び左、右のウェイト部 8 b, 8 b を収容するように配置されている。このクランク軸 8 は、上記左のアーム部 8 a, ウェイト部 8 b 及び軸部 8 c を一体化した左クランク軸部分と右のアーム部 8 a, ウェイト部 8 b 及び軸部 8 c' を一体形成した右クランク軸部分とを筒状のクランクピン 8 d を介して一体的に結合した組立式のものである。

【0034】

上記左、右の軸部 8 c, 8 c' は左、右ケース部 2 a, 2 b によりクランク軸受 11 a, 11 a' を介して回転自在に支持されている。この軸受 11 a, 11 a' は、上述の通り、アルミニウム合金製の左、右ケース部 2 a, 2 b にインサート鑄造された鉄合金製の軸受ブラケット 12, 12' の軸受穴 12 a 内に圧入されている。

【0035】

上記ミッション室 2 d 内には変速機構 13 が収納配設されている。この変速機構 13 は、クランク軸 8 と平行に配置されたメイン軸 14 とドライブ軸 15 とを備え、メイン軸 14 に装着された 1 速～5 速ギヤ 1 p～5 p と、ドライブ軸 15

に装着された 1 速～5 速ギヤ 1 w～5 w とを常時嚙合させた常時嚙み合い式の構造のものである。

【 0 0 3 6 】

上記メイン軸 1 4 は、上記左、右ケース部 2 a, 2 b によりメイン軸軸受 1 1 b, 1 1 b を介して軸支され、上記ドライブ軸 1 5 は、上記左、右ケース部 2 a, 2 b によりドライブ軸軸受 1 1 c, 1 1 c を介して軸支されている。

【 0 0 3 7 】

上記メイン軸 1 4 の右端部は上記右ケース部 2 b を貫通して右側に突出しており、該突出部に上述のクラッチ機構 1 6 が装着され、該クラッチ機構 1 6 は上記クラッチ室 1 0 a 内に位置している。そしてこのクラッチ機構 1 6 の減速大ギヤ（入力ギヤ） 1 6 a は上記クランク軸 8 の右端部に固定装着された減速小ギヤ 1 7 に嚙合している。

【 0 0 3 8 】

上記ドライブ軸 1 5 の左端部は左ケース部 2 a から外方に突出しており、該突出部にドライブスプロケット 1 8 が装着されている。このドライブスプロケット 1 8 は後輪のドリブンスプロケットにドライブチェンにより連結されている。

【 0 0 3 9 】

本実施形態のバランス装置 1 9 は、上記クランク軸 8 を挟むように配置された、実質的に同一構造の前、後バランス 2 0, 2 0' からなる。この前、後バランス 2 0, 2 0' は、非回転式のバランス軸 2 2, 2 2' とこれにより軸受 2 3, 2 3 を介して回転自在に支持されたウェイト 2 4, 2 4 とからなる。

【 0 0 4 0 】

ここで上記バランス軸 2 2, 2 2' は、上記左、右ケース部 2 a, 2 b 同士をクランク軸方向に締め付け結合するためのケースボルト（結合ボルト）に兼用されている。該各バランス軸 2 2, 2 2' は上記軸支されたウェイト 2 4 のエンジン幅方向内側に形成されたフランジ部 2 2 a を左、右ケース部 2 a, 2 b 内にインサートされた上述の軸受ブラケット 1 2', 1 2 のボス部 1 2 g に当接させ、反対側端部に固定ナット 2 1 b, 2 1 a を螺装することにより左、右ケース部 2 a, 2 b を結合している。

【 0 0 4 1 】

上記ウェイト 2 4 は略半円状のウェイト本体 2 4 a とこれに一体形成された円形のギヤ支持部 2 4 b とからなり、該ギヤ支持部 2 4 b にはリング状のバランス従動ギヤ 2 4 c が装着固定されている。なお、2 4 b はウェイト本体 2 4 a と反対側の重量をできるだけ小さくする肉抜き穴である。

【 0 0 4 2 】

上記後側のバランス 2 0' に装着されたバランス従動ギヤ 2 4 c は上記クランク軸 8 の左の軸部 8 c に圧入により固着されたギヤ体 2 5 に相対回転可能に装着されたバランス駆動ギヤ 2 5 a に噛合している。

【 0 0 4 3 】

なお、2 5 b は上記ギヤ体 2 5 に一体形成されたタイミングチェーン駆動用のスプロケットであり、図 1 1 に示すようにバルブタイミングを合わせるための合せワーク 2 5 c を有する。上記ギヤ体 2 5 はクランク軸 8 が圧縮上死点位置にあるときに上記合せマーク 2 5 c がクランク軸方向に見てシリンダボア軸線 A に一致するようにクランク軸 8 に圧入される。

【 0 0 4 4 】

また前側のバランス 2 0 に装着されたバランス従動ギヤ 2 4 c は上記クランク軸 8 の右の軸部 8 c' に装着固定された減速小ギヤ 1 7 に相対回転可能に支持されたバランス駆動ギヤ 1 7 a に噛合している。

【 0 0 4 5 】

ここで上記後側用のバランス駆動ギヤ 2 5 a はギヤ体 2 5 に対して相対回転可能に支持されており、また前側用のバランス駆動ギヤ 1 7 a は減速小ギヤ 1 7 に対して相対回転可能に支持されている。そして上記バランス駆動ギヤ 2 5 a, 1 7 a とギヤ体 2 5, 減速小ギヤ 1 7 との間には U 字形状の板ばねからなる緩衝ばね 3 3 が介在されており、これによりエンジンのトルク変動等による衝撃がバランス 2 0, 2 0' に伝達されるのを抑制するようになっている。

【 0 0 4 6 】

ここでは上記前側駆動用のバランス駆動ギヤ 1 7 a について、図 1 4 に沿ってさらに詳述するが、後側駆動用のバランス駆動ギヤ 2 5 a についても同様である

。上記バランサ駆動ギヤ17aはリング状をなしており、減速小ギヤ17の側面にこれよりも小径に形成されたスライド面17bにより相対回転可能に支持されている。そしてこのスライド面17bには多数のU字状のばね保持溝17cがクランク軸芯を中心とする放射状をなすように凹設されており、該ばね保持溝17c内に上記U字状をなす緩衝ばね33が挿入配置されている。この緩衝ばね33の開口側端部33a、33aは上記バランサ駆動ギヤ17aの内周面に凹設された係止凹部17dの前、後段部に係止している。

【0047】

上記減速小ギヤ17とバランサ駆動ギヤ17aとの間にトルク変動等により相対回転が生じると緩衝ばね33が上記端部33a、33aの間隔が狭くなる方向に弾性変形してトルク変動を吸収する。なお、17gは上記緩衝ばね33を保持溝17c内に保持するためのカバープレート、17hは減速小ギヤ17とクランク軸8を結合するキーであり、また17e、17fは減速小ギヤ17とバランサ駆動ギヤ17aの組立時の合せマークである。

【0048】

上記バランサ20、20'には、バランサ従動ギヤ24c、24cと、バランサ駆動ギヤ25a、17aとの間のバックラッシュを調整するための機構が設けられている。この調整機構は、上記バランサ軸22、22'のバランサ軸線と上記バランサ従動ギヤ24cの回転中心線とを極僅か偏心させた構成となっている。即ち、上記バランサ軸22、22'をバランサ軸線回りに回動させると、上記偏心により上記バランサ従動ギヤ24cの回転中心線と上記バランサ駆動ギヤ25a、17aの回転中心線との間隔が僅かに変化し、もってバックラッシュが変化するようにになっている。

【0049】

ここで、上記バランサ軸22、22'をバランサ軸線回りに回転させるための機構は前側バランサ20と後側バランサ20'とは異なる。まず、後側バランサ20'では、後側のバランサ軸22'の左端部に六角形状の係止突部22bが形成され、該係止突部22bに回動レバー26の一端に形成されたスプライン状（多角形星形状）の係止穴26aが係止している。またこの回動レバー26の他

端部には上記バランサ軸線を中心とする円弧状のボルト穴 2 6 b が形成されている。

【 0 0 5 0 】

上記ボルト穴 2 6 b に挿入された固定ボルト 2 7 はガイドプレート 2 8 に植設されている。このガイドプレート 2 8 は概ね円弧状をなしており、クランクケース 2 にボルト締め固定されている。なお、このガイドプレート 2 8 は、潤滑油の流れを調整する機能をも有する。

【 0 0 5 1 】

後側のバランサ 2 0' のバックラッシュ調整は、上記固定ナット 2 1 a を緩めた状態で上記回動レバー 2 6 を上記バックラッシュが適正な状態となるように回動した後、上記固定ボルト 2 7 a, ナット 2 7 b により回動レバー 2 6 を固定することにより行われ、その後上記固定ナット 2 1 a が締め付けられる。

【 0 0 5 2 】

上記前側のバランサ軸 2 2 の左端部には断面円形の両側に平坦部 2 2 e を形成してなる断面小判状の把持部 2 2 f が形成されている（図 1 2 参照）。該把持部 2 2 f にはこれの外周形状に合致する内周形状を有するカラー 2 9 a が装着され、さらに該カラー 2 9 a の外側に保持レバー 2 9 の保持部 2 9 b が軸方向移動可能かつ相対回転不能に装着されている。この保持レバー 2 9 の先端部 2 9 e は左ケース部 2 a のボス部 2 f にボルト 2 9 f で固定されている。また、上記保持レバー 2 9 の保持部 2 9 b には締め付け用スリット 2 9 c が形成されており、固定ボルト 2 9 d を締め込むことにより上記カラー 2 9 a ひいてはバランサ軸 2 2 の回転を阻止するようになっている。さらにまた上記バランサ軸 2 2 のカラー 2 9 a より軸方向外側にワッシャを介して上記固定ナット 2 1 b が螺着されている。

【 0 0 5 3 】

前側のバランサ 2 0 のバックラッシュの調整は、上記固定ナット 2 1 b を緩めて、好ましくは取り外して上記バランサ軸 2 2 の把持部 2 2 f を工具で把持してバックラッシュが適正な状態となるように回動させた後、上記固定ボルト 2 9 d を締め込むことにより行われ、その後上記固定ナット 2 1 b が締め付けられる。

【 0 0 5 4 】

また上記バランサ軸 22, 22' の係止突部 22b の上部には潤滑油導入部 22c が円弧状に切欠き形成されている。該導入部 22c には、ガイド孔 22d が開口し、該ガイド孔 22d は該バランサ軸 22 内に延びて外周面下部に貫通し、これにより上記潤滑油導入部 22c を上記バランサ軸受 23 の内周面に連通させている。このようにして上記潤滑油導入部 22c に落下した潤滑油がバランサ軸受 23 に供給される。

【0055】

ここで上記ウェイト 24 及びバランサ従動ギヤ 24c は、前バランサ 20 においてはクランク軸方向右側端部に配置されているのに対し、後バランサ 20' においては左側端部に配置されている。また上記バランサ従動ギヤ 24c はウェイト 24 に対して、前、後バランサ 20, 20' とともに右側に位置しており、従ってウェイト 24 とバランサ従動ギヤ 24c は前、後とも同一形状に設定されている。

【0056】

このよう本実施形態によれば、前バランサ軸（第1バランサ軸）22のクランク軸方向右側（一侧）にバランサ 24 のウェイト本体 24a 及びバランサ従動ギヤ 24c を配設し、後バランサ軸（第2バランサ軸）22' のクランク軸方向左側（他側）にウェイト本体 24a 及びバランサ従動ギヤ 24c を配設したので、2軸式バランサ装置を設ける場合のクランク軸方向における重量バランスの低下を回避できる。

【0057】

また、上記前、後バランサ軸 22, 22' を左、右ケース部 2a, 2b を結合するケースボルトに兼用したので、2軸式バランサ装置を採用する場合に構造の複雑化、部品点数の増加を抑制しながらクランクケースの結合剛性を高めることができる。

【0058】

また上記各バランサウェイト本体 24a とバランサギヤ 24c とを一体化し、かつバランサ軸 22, 22' により回転自在に支持したので、バランサウェイト本体 24a 及びバランサ駆動ギヤ 24c からなるウェイト 24 のみを回転駆動す

れば良く、バランス軸自体を回転駆動する必要がない分、エンジン出力の有効利用を図ることができる。

【0059】

またバランスウェイトとバランス軸とが一体化されているものに比較して組立上の自由度を向上できる。

【0060】

また、上記バランス従動ギヤ24cの回転中心線をバランス軸22、22'の軸線に対して偏位させたので、簡単な構造により、またバランス軸を回転させるという簡単な操作によって上記バランス従動ギヤ24cとクランク軸8側のバランス駆動ギヤ25a、17aとのバックラッシュを調整することが可能であり、騒音の発生を防止できる。

【0061】

上記バックラッシュ調整は、前のバランス軸22では、該バランス軸22の車幅方向左側に形成された把持部22fを工具で把持して該バランス軸22を回転させ、また後のバランス軸22'ではこれの左側に設けられた回転レバー26を回転させることにより行われる。このように前、後のバランス軸22、22'の何れもエンジン左側からバックラッシュの調整を行うことが可能であり、バックラッシュ調整作業を能率よく行なうことができる。

【0062】

また、バランス従動ギヤ24cと噛合するクランク軸8側のバランス駆動ギヤ17aを、クランク軸8に固定される減速小ギヤ17のスライド面17bに相対回転可能に配設した構造とし、該スライド面17dに凹設したばね保持溝17cにU字状の緩衝ばね33を配設したので、コンパクトな構造によりエンジンのトルク変動等による衝撃を吸収してバランス装置を円滑に作動させることができる。なお、バランス駆動ギヤ25a側についても同様である。

【0063】

さらにまた上記前側のバランス軸22の右端部にはこれと同軸をなすように冷却水ポンプ48が配設されている。この冷却水ポンプ38の回転軸は、後述する潤滑油ポンプ52の場合と同様の構造を有するオルダム継ぎ手等によりバランス

軸 22 に、これとの間の若干の芯ずれを吸収可能に接続されている。

【0064】

本実施形態の動弁装置は、上記クランク軸 8 により上記ヘッドカバー 5 内に配置された吸気カム軸 36、及び排気カム軸 37 を回転駆動するようになっている。具体的には、上記クランク軸 8 の左の軸部 8c に圧入装着されたギヤ体 25 のクランクスプロケット 25b と、上記シリンダヘッド 4 に植設された支持軸 39 によって軸支された中間スプロケット 38a とがタイミングチェン 40 で連結され、該中間スプロケット 38a に一体形成された、該中間スプロケット 38a より小径の中間ギヤ 38b が上記吸気、排気カム軸 36、37 の端部に固着された吸気、排気ギヤ 41、42 に噛合している。なお、上記タイミングチェン 40 はシリンダブロック 3、シリンダヘッド 4 の左壁に形成されたチェン室 3d、4d 内を通るように配置されている。

【0065】

上記中間スプロケット 38a 及び中間ギヤ 38b は、シリンダヘッド 4 のチェン室 4d をシリンダボア軸線 A 上にてクランク軸方向に貫通する上記支持軸 39 により 2 組のニードル軸受 44 を介して軸支されている。上記支持軸 39 はそのフランジ部 39a が 2 本のボルト 39b によりシリンダヘッド 4 に固定されている。なお、39c、39d はシール用ガスケットである。

【0066】

ここで上記 2 組のニードル軸受 44、44 には市販品（規格品）が採用されており、該各軸受 41、41 間には間隔調整用のカラー 44a が配設され、両端にはスラスト荷重を受けるためのスラストワッシャ 44b、44b が配設されている。このスラストワッシャ 44b は中間スプロケットの端面に摺接する大径部と上記ニードル軸受 44 に向けて軸方向に突出する段部とを有する段付き形状のものである。

【0067】

このように 2 組の軸受 44、44 の間に間隔調整用のカラー 44a を介在させたので、カラー 44a の長さ調整によりニードル軸受として市販の規格品を採用することができ、コストを低減できる。

【0068】

またスラストワッシャ44bとして段付き形状のものを採用したので、上記中間スプロケット38aの組立作業性を向上できる。即ち、中間スプロケット38aの組立に当たっては、該中間スプロケット38a及び中間ギヤ38bを両端にスラストワッシャを落下しないよう位置させてチェン室4d内に配置した状態で支持軸39を外側から挿入することとなるが、上記スラストワッシャ44bの段部を中間スプロケット38aの軸穴に係止させておくことにより該スラストワッシャ44bの落下を防止でき、従ってそれだけ組立性を改善できる。

【0069】

また上記支持軸39にはシリンダヘッド4に形成されたオイル導入孔4eによりカム室内から導入された潤滑油をニードル軸受44に供給するオイル孔39eが形成されている。

【0070】

また上記中間スプロケット38aには4つの肉抜き穴38cと2つの肉抜き兼用組立時覗き穴38c'が60度間隔毎に形成されている。そして上記中間ギヤ38bの覗き穴38c'の略中心に位置する歯に合せマーク38dが刻印されており、吸気、排気カムギヤ41、42の、上記合せマーク38dに対応する2つの歯にも合せマーク41a、42aが刻印されている。ここで左、右の合せマーク38d、38dと合せマーク41a、42aを合致させると、吸気、排気カム軸41、42は圧縮上死点に位置するようになっている。

【0071】

さらにまた、上記中間スプロケット38aの、上記合せマーク38dと41a、42aが合致した時点でシリンダヘッド4のカバー側合面4f上に位置する部分に合せマーク38e、38eが形成されている。

【0072】

バルブタイミングを合わせるには、まず上述の合せマーク25c（図11参照）をシリンダボア軸線Aに一致させることによりクランク軸8を圧縮上死点位置に保持する。また支持軸39を介してシリンダヘッド4に取り付けられている上記中間スプロケット38a及び中間ギヤ38bを、該中間スプロケット38aの

合せマーク 38 e がカバー側合面 4 f に一致するように位置決めし、この状態でカムプロケット 25 b と中間プロケット 38 a とをタイミングチェーン 40 で連結する。そして上記吸気、排気カム軸 36, 37 の上記吸気、排気カムギヤ 41, 42 を、これらの合せマーク 41 a, 42 a が中間ギヤ 38 b の合せマーク 38 d と一致するよう覗き穴 38 c' から確認しながら該中間ギヤ 38 b に噛合せ、上記吸気、排気カム軸 36, 37 をシリンダヘッド 4 の上面にカムキャリアを介して固定する。

【0073】

このように、大径の中間プロケット 38 a に軽量化用肉抜き兼用の覗き穴 38 c' を設け、該覗き穴 38 c' から背面側の小径の中間ギヤ 38 b の合せマーク 38 d とカムギヤ 41, 42 の合せマーク 41 a, 42 a との一致状態を確認できるようにしたので、小径の中間ギヤ 38 b を大径の中間プロケット 38 a の背面に配設しながら、中間ギヤ 38 b とカムギヤ 41, 42 との噛合位置を容易確実に目視により確認でき、バルブタイミングを支障なく合わせることができる。

【0074】

また中間ギヤ 38 b を中間プロケット 38 a の背面側に配置できるので、中間ギヤ 38 b と噛合するカムギヤ 41, 42 からカムノーズ 36 a までの寸法を短くでき、それだけカム軸の振れ角を小さくでき、バルブの開閉タイミングの制御精度を向上できる。また、カム軸回りをコンパクト化できる。

【0075】

即ち、例えば中間ギヤ 38 b を中間プロケット 38 a の前面に配置した場合には、バルブタイミング合せを容易に行うことができるが、上述のカムギヤ 41, 42 からカムノーズまでの寸法が長くなり、それだけカム軸の振れ角が大きくなってバルブ開閉タイミングの制御精度が低下する。

【0076】

また中間ギヤ 38 b を中間プロケット 38 a の前面に配置した場合には、中間プロケット 38 a とカム軸 36, 37 との干渉を回避するために中間プロケット支持軸 39 とカム軸 36, 37 との間隔を拡げる必要があり、それだけカ

ム軸回りが大型化する懸念がある。

【0077】

ここで上記中間ギヤ38bとカムギヤ41、42との間にはバックラッシュ調整機構が設けられている。この調整機構は、吸気カムギヤ41及び排気カムギヤ42を、それぞれドライブギヤ（動力電動ギヤ）46とシフトギヤ（調整ギヤ）45との2枚のギヤで構成し、かつドライブギヤ46、シフトギヤ45の角度位置を調整可能とした構造のものである。

【0078】

即ち、カム軸36、37の端部に形成されたフランジ部36b、37bにシフトギヤ45、及びドライブギヤ46が4つの周方向に長い長孔45a、46a及び4本の長ボルト68aで角度位置を調整可能に固定されるとともに、外側に配置されているドライブギヤ46に逃げ部46bが切欠き形成され、該逃げ部46bを利用してシフトギヤ45のみが2つの長孔45b及び2本の短ボルト68bにより角度位置を調整可能に固定されている。

【0079】

バックラッシュの調整は以下の手順で行われる。なお本実施形態エンジンでは、中間ギヤ38bは図3に示すようにエンジンの左側から見た状態で反時計回りに回転する。従って吸気カムギヤ41、排気カムギヤ42は何れも時計回りに回転する。またここではバックラッシュ調整を吸気カムギヤ41について説明するが、排気カムギヤ42についても同様である。

【0080】

まず、吸気側カムギヤ41の固定ボルト68a、68bを全て緩め、シフトギヤ45を時計回りに回動させて該シフトギヤ45の時計方向前側の歯面を中間ギヤ38bの反時計方向後側の歯面に軽く当接させ、この状態で2本の短ボルト68bによりシフトギヤ45をカム軸36のフランジ部36bに固定する。そしてドライブギヤ46を反時計方向に回動させてこれの反時計方向前側の歯面（被駆動面）を中間ギヤ38の反時計方向前側の歯面（駆動面）に所要のバックラッシュが得られるように当接させ、この状態で4本の長ボルト68aを締め込むことによりドライブギヤ46及びシフトギヤ45を吸気カム軸36に固定する。

【 0 0 8 1 】

このように、吸気、排気カムギヤ 4 1、4 2 をドライブギヤ（動力伝達ギヤ）4 6 と該ギヤに対して相対回転可能のシフトギヤ（調整ギヤ）4 5 とで構成したので、シフトギヤ 4 5 をドライブギヤ 4 6 に対して回転方向前進側又は後進側に相対回転させることによりバックラッシュを調整することができる。

【 0 0 8 2 】

なお、本実施形態では、カムギヤ 4 1、4 2 を構成するドライブギヤ 4 6 とシフトギヤ 4 5 の両方ともがカム軸に対して相対回転可能な場合を説明したが、該ドライブギヤ 4 6、シフトギヤ 4 5 の何れか一方のギヤを相対回転可能とし、他方のギヤはカム軸に一体化したものであっても良い。この場合カム軸に一体化されている方を動力伝達用ギヤとすることが望ましい。このような構成の場合でも、上記実施形態におけるのと同様の作用効果が得られる。

【 0 0 8 3 】

また本実施形態ではチェン駆動方式のものに本発明を適用した場合を説明したが、歯付きベルトによる駆動方式にも勿論本発明を適用できる。

【 0 0 8 4 】

次に潤滑構造について説明する。

【 0 0 8 5 】

本実施形態エンジンの潤滑装置 5 0 は、別体の潤滑油タンク 5 1 内に貯留された潤滑油を車体フレーム 5 6 のダウンチューブ 5 6 c を介して潤滑油ポンプ 5 2 で吸引加圧し、該ポンプ 5 2 からの吐出油をカム潤滑系 5 3 と、ミッション潤滑系 5 4 と、クランク潤滑系 5 5 の 3 系統に分離して各被潤滑部に供給し、これらの各被潤滑部を潤滑した潤滑油を上記ピストン 6 の昇降に伴うクランク室 2 c 内の圧力変動を利用して上記潤滑油タンク 5 1 に戻すように構成されている。

【 0 0 8 6 】

上記潤滑油タンク 5 1 は、車体フレーム 5 6 のヘッドパイプ 5 6 a、メインチューブ 5 6 b、ダウンチューブ 5 6 c、及び補強ブラケット 5 6 d で囲まれた空間に一体形成されている。この潤滑油タンク 5 1 は上記ダウンチューブ 5 6 c から該ダウンチューブ 5 6 c の下部同士を接続するクロスパイプ 5 6 e に連通して

いる。

【 0 0 8 7 】

そして上記クロスパイプ 5 6 e はこれに接続された出口管 5 6 f, オイルホース 5 7 a, 継ぎ手パイプ 5 7 b, クランクケースカバーに形成されたオイル吸込み通路 5 8 a を介して上記潤滑油ポンプ 5 2 の吸込み口に接続されている。この潤滑油ポンプ 5 2 の吐出口はオイル吐出通路 5 8 b, 外部接続室 5 8 c, オイル通路 5 8 d を介してオイルフィルタ 5 9 に接続され、該オイルフィルタ 5 9 の二次側で上述の 3 つの潤滑系 5 3, 5 4, 5 5 に分離される。

【 0 0 8 8 】

上記オイルフィルタ 5 9 は、上記右ケースカバー 1 0 に凹設されたフィルタ凹部 1 0 b にフィルタカバー 4 7 を着脱自在に装着して構成されたフィルタ室 5 9 d 内にオイルエレメント 5 9 e を配設してなるものである。

【 0 0 8 9 】

上記カム潤滑系 5 3 は、上記フィルタカバー 4 7 から上記フィルタ凹部 1 0 b の外側に形成されたオイル通路のカム側出口 5 9 a に T 字状の潤滑油パイプの縦辺部 5 3 a の下端を接続し、該潤滑油パイプの横辺部 5 3 b の左、右端をカム軸給油通路 5 3 c に接続し、該通路 5 3 c を介して潤滑油をカム軸 3 6, 3 7 の軸受部等の被潤滑部に供給するようにした概略構成を有する。

【 0 0 9 0 】

上記ミッション潤滑系 5 4 は以下の構成を有する。上記オイルフィルタ 5 9 のミッション側出口 5 9 b に、右ケース部 2 b 内に形成された右ミッション給油通路 5 4 a が接続され、該給油通路 5 4 a は左ケース部 2 a 内に形成された左ミッション給油通路 5 4 b を介してメイン軸 1 4 の軸芯に形成されたメイン軸孔 1 4 a 内に連通している。そしてこのメイン軸孔 1 4 a は複数の分岐孔 1 4 b によりメイン軸 1 4 と変速ギヤとの摺動部に連通しており、該メイン軸孔 1 4 a に供給された潤滑油が分岐孔 1 4 b を通って上記摺動部に供給される。

【 0 0 9 1 】

また上記左ミッション給油通路 5 4 b の途中部分は左、右ケース部 2 a, 2 b を結合するためのケースボルト 6 0 を挿通するボルト孔 6 0 a に連通している。

このボルト孔 6 0 a は、上記左、右ケース部 2 a, 2 b にこれらの合面で対向当接するよう形成された筒状のボス部 6 0 c, 6 0 c に上記ケースボルト 6 0 の外径より若干大きい内径の孔を形成してなるものである。このボス部 6 0 c はメイン軸 1 4 とドライブ軸 1 5 のギヤ列の嚙合部近傍に位置しており、また上記ボルト孔 6 0 a 内の潤滑油を上記嚙合部に向けて噴出させる複数の分岐孔 6 0 b が形成されている。なお、図 1 9 におけるボルト 6 0 は、左、右ケース部分を展開して記載されているがこれらは同一ボルトである。

【 0 0 9 2 】

さらにまた上記ボルト孔 6 0 a の右端部は連通孔 5 4 c を介して上記ドライブ軸 1 5 の軸芯に形成されたドライブ軸孔 1 5 a に連通している。そしてこのドライブ軸孔 1 5 a は、その左側部分が仕切壁 1 5 c で閉塞され、また複数の分岐孔 1 5 b によりドライブ軸 1 5 とドライブギヤとの摺動部に連通している。このようにして、該ドライブ軸孔 1 5 a に供給された潤滑油が分岐孔 1 5 b を通って上記摺動部に供給される。

【 0 0 9 3 】

上記クランク潤滑系 5 5 は以下の構成を有する。上記フィルタカバー 4 7 に、クランク側出口 5 9 c から潤滑油ポンプ 5 2 に向けて延びるようにクランク給油通路 5 5 a が形成され、該通路 5 5 a を上記潤滑油ポンプ 5 2 の回転軸 6 2 の軸芯に貫通形成された連通孔 6 2 a に連通させ、さらに該連通孔 6 2 a は連結パイプ 6 4 を介してクランク軸 8 の軸芯に形成されたクランク給油孔 8 e に連通されている。そしてこのクランク給油孔 8 e は、分岐孔 8 f を介してクランクピン 6 5 のピン孔 6 5 a 内に連通し、該ピン孔 6 5 a は分岐孔 6 5 b を介してコンロッド 7 の大端部 7 a のニードル軸受 7 b の転動面に開口している。このようにして、オイルフィルタ 5 9 で濾過された潤滑油が上記ニードル軸受 7 b の転動面に供給される。

【 0 0 9 4 】

上記潤滑油ポンプ 5 2 は以下の構造を有する。左、右ケース 6 1 a, 6 1 b からなる二分割式のケーシング 6 1 の右ケース 6 1 b にポンプ室 6 1 c が凹設され、該ポンプ室 6 1 c 内に回転子 6 3 が回転自在に配設されている。この回転子 6

3の軸芯に回転軸62が貫通するように挿入配置され、該回転軸62と回転子63とがピン63aにより固定された概略構造のものである。なお、上記左ケース61aのポンプ室上流側、下流側に上記オイル吸込み通路58a、オイル吐出通路58bがそれぞれ接続されている。また66は潤滑油ポンプ52の吐出圧を所定値以下に保持するためのリリーフ弁であり、該潤滑油ポンプ52の吐出側の圧力が所定値以上となったとき該吐出側の圧力をオイル吸込み通路58a側に逃がすようになっている。

【0095】

上記回転軸62は上記ポンプケース61を軸方向に貫通する筒状のものであり、図示右端部は上記クランク給油通路55aに開口している。また回転軸62の図示左端部には動力伝達用フランジ部62bが一体形成されている。該フランジ部62bは上記クランク軸8の右端面に対向しており、上記フランジ部62bとクランク軸8とはオルダム継ぎ手67により、若干の芯ずれを吸収可能に連結されている。

【0096】

上記オルダム継ぎ手67は、詳細にはクランク軸8とフランジ部62bとの間に継ぎ手プレート67aを配置し、該継ぎ手プレート67aの連結孔67d内にクランク軸8の端面に植設されたピン67b及びフランジ部62bに植設されたピン67cを挿入した構造のものである。

【0097】

また上記連結パイプ64は上記クランク軸8の右端開口と回転軸62の左端開口とを連通するためのものであり、クランク軸開口内周及び回転軸開口内周と連結パイプ64の外周との間はオイルシール64aによりシールされている。

【0098】

ここで上述のようにクランク室2cは他のミッション室2d、フラマグ室9a、クラッチ室10a等と画成されており、これによりピストン6のストロークに伴って該クランク室2c内の圧力を正負に変動させ、該圧力変動により上記各室内の潤滑油を上述の潤滑油タンク51に戻すオイル戻し機構が構成されている。

詳細には、上記クランク室2cには吐出口2g及び吸込み口2hが形成されて

いる。この吐出口 2 g にはクランク室内圧力が正のとき開く吐出口リード弁 6 9 が配設されており、上記吸込み口 2 h にはクランク室内圧力が負のとき開く吸込み口リード弁 7 0 が配設されている。

【 0 0 9 9 】

そして上記吐出口 2 g はクランク室 2 c から連通孔 2 i を介してクラッチ室 1 0 a に連通し、該クラッチ室 1 0 a から連通孔 2 j を介してミッション室 2 d に連通し、さらに該ミッション室 2 d は連通孔 2 k を介してフラマグ室 9 a に連通している。このフラマグ室 9 a に連通するように形成された戻り口 2 m は戻りホース 5 7 c、オイルストレーナ 5 7 d、戻りホース 5 7 e を介して上記潤滑油タンク 5 1 に連通している。

【 0 1 0 0 】

ここで上記戻り口 2 m にはガイドプレート 2 n が配設されている。このガイドプレート 2 n は上記戻り口 m を、底壁 2 p との隙間 a を狭くしかつ幅 b を広く確保することにより潤滑油を確実に吐出する機能を有する。

【 0 1 0 1 】

また上記潤滑油タンク 5 1 には、該タンク内の空気中に含まれるオイルミストを遠心力で分離して上記クランク室 2 c に戻すオイル分離機構が接続されている。このオイル分離機構は、円錐状の分離室 7 1 の上部に、潤滑油タンク 5 1 の上部に一端が接続された導入ホース 7 2 a の他端を接線方向に接続し、該分離室 7 1 の底部に接続した戻りホース 7 2 b を上記クランク室 2 c の吸込み口 2 h に接続した構造のものである。なお、上記オイルミストが分離された空気は排気ホース 7 2 c を介して大気に排出される。

【 0 1 0 2 】

以上のように本実施形態では、クランク室 2 c をピストン 6 の昇降により圧力が変動するように略密閉空間とし、該クランク室 2 c 内に流入した潤滑油を該クランク室 2 内圧力の変動により上記潤滑油貯留タンク 5 1 に送油するようにしたので、専用の送油ポンプ（スカベンジングポンプ）を不要にでき、構造の簡素化及びコストの低減を図ることができる。

【 0 1 0 3 】

また、クランク室 2 c の送油通路接続部付近にクランク室内圧力が上昇したとき開き、低下したとき閉じる吐出口リード弁（出側逆止弁）69 を配設したので、クランク室内の潤滑油をより確実に潤滑油貯留タンク 51 に送油できる。

【0104】

また、上記潤滑油貯留タンク 51 内の油面より上側と上記クランク室 2 c とを戻りホース 72 a, 72 b で接続し、該クランク室 2 c の戻りホース接続部付近にクランク室 2 c 内圧力が下降したとき開き、上昇したとき閉じる吐出口リード弁（吸込み側逆止弁）70 を配設したので、ピストン上昇時にクランク室 2 c 内に必要な空気が吸入され、ピストン 6 の下降時にクランク室 2 c 内圧が高くなり、クランク室 2 c 内の潤滑油をより一層確実に送油できる。

【0105】

ちなみにクランク室内への外部からの空気供給経路を有しない場合、ピストン、シリンダボア間のシール性が高いと、ピストン上昇時にクランク室内が負圧となり、ピストンが下降してもクランク室内圧が負圧又は低い正圧にしかならず、送油ができなくなる場合が懸念される。

【0106】

さらにまた、潤滑油ミストを分離する遠心式潤滑油ミスト分離器 71 を上記戻り通路 72 a, 72 b の途中に介設し、分離された潤滑油を戻りホース 72 b を介してクランク室 2 c に戻し、ミスト分が分離された空気を大気に排出するようにしたので、潤滑油ミスト分だけをクランク室内に戻すことができ、クランク室内に過剰の空気が流入することによる送油効率の低下を回避でき、大気汚染を防止しながらより確実にクランク室内の潤滑油を送油できる。

【0107】

また、潤滑油ポンプ 52 をクランク軸 8 の一端に接続配置し、該潤滑油ポンプ 52 の吐出口を該潤滑油ポンプ 52 内に形成した連通孔（ポンプ内給油通路）62 a 及び連結パイプ 64 を介してクランク軸 8 内に形成されたクランク給油孔（クランク軸内給油通路）8 e に連通させたので、簡単でかつコンパクトな構造によりクランク軸 8 の被潤滑部に潤滑油を供給できる。

【0108】

また、上記クランク軸 8 と潤滑油ポンプ 5 2 とを軸直角方向の変位を吸収可能のオルダム継ぎ手 6 7 により接続するとともに、連通孔 6 2 a とクランク給油孔 8 e とを連結パイプ 6 4 で連通させ、該連結パイプ 6 4 と上記連通孔 6 2 a、クランク給油孔 8 e との間に弾性を有する O リング 6 4 a を介在させたので、クランク軸 8 とポンプ軸 6 2 との間に多少の芯ずれが発生した場合でも支障なく潤滑油を上記被潤滑部に供給でき、必要な潤滑性を確保できる。

【0109】

さらにまた、変速装置を構成する上記メイン軸 1 4、ドライブ軸 1 5 の近傍に筒状のボス部 6 0 c を形成するとともに、これのボルト孔 6 0 a 内にクランクケース結合用のケースボルト 6 0 を挿入し、該ボルト孔 6 0 a 内面とケースボルト 6 0 外面との空間を潤滑油通路とし、上記ボス部 6 0 c 変速ギヤに指向する分岐孔（潤滑油供給孔）6 0 b を形成したので、専用の潤滑油供給通路を設けることなく変速ギヤの嚙合面に潤滑油を供給できる。

【0110】

また、上記ボルト孔 6 0 c 内面とケースボルト 6 0 外面とで形成される潤滑油通路の他端を、上記ドライブ軸 1 5 内に形成されたドライブ軸孔（潤滑油通路）1 5 a の反出力側開口に連通させたので、専用の潤滑油供給通路を設けることなくドライブ軸 1 5 の変速ギヤ摺動部に潤滑油を供給できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態によるエンジンの右側面図である。

【図 2】

上記エンジンの断面平面展開図である。

【図 3】

上記エンジンの動弁装置を示す左側面図である。

【図 4】

上記動弁装置の断面背面図である。

【図 5】

上記エンジンのバルンサ装置を示す断面平面展開図である。

【図 6】

上記エンジンのシリンダヘッドの底面図である。

【図 7】

上記エンジンのシリンダボディの底面図である。

【図 8】

上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図である。

【図 9】

上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図である。

【図 1 0】

上記エンジンのシリンダボディー crank ケース 結合部の断面側面図である。

【図 1 1】

上記エンジンのバルンサ装置を示す左側面図である。

【図 1 2】

上記バルンサ装置の保持レバー取り付け部の拡大断面図である。

【図 1 3】

上記バルンサ装置の回動レバー構成部品の側面図である。

【図 1 4】

上記バルンサ装置のバルンサ駆動ギヤの緩衝構造を示す側面図である。

【図 1 5】

上記バルンサ装置の右側面図である。

【図 1 6】

上記エンジンの軸受ブラケットの断面右側面図である。

【図 1 7】

上記エンジンの軸受ブラケットの断面左側面図である。

【図 1 8】

上記エンジンの潤滑装置の模式構成図である。

【図 1 9】

上記潤滑装置の構成図である。

【図 2 0】

上記潤滑装置の潤滑油ポンプ回りの断面側面図である。

【図 2 1】

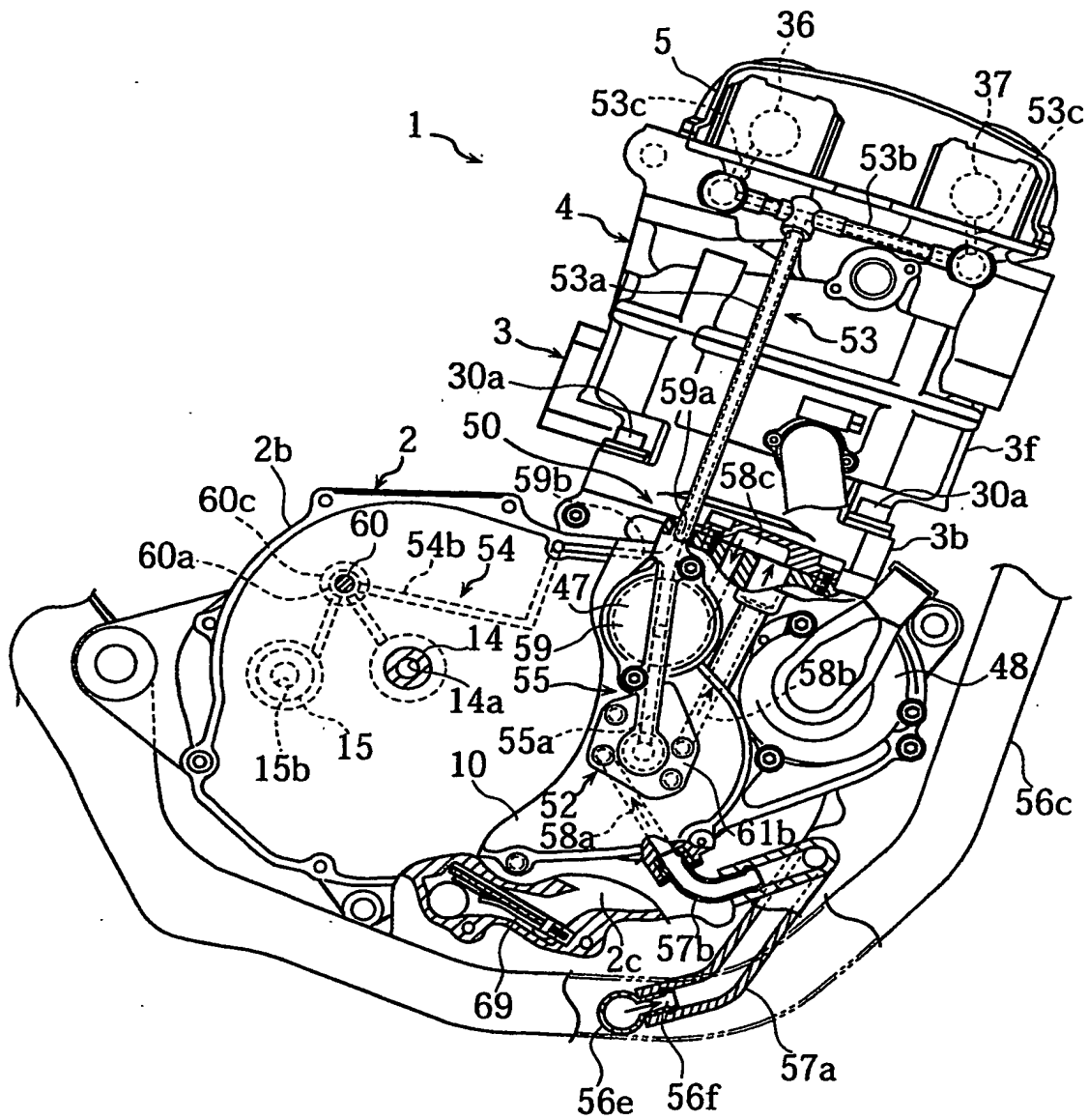
上記潤滑装置の断面左側面図である。

【符号の説明】

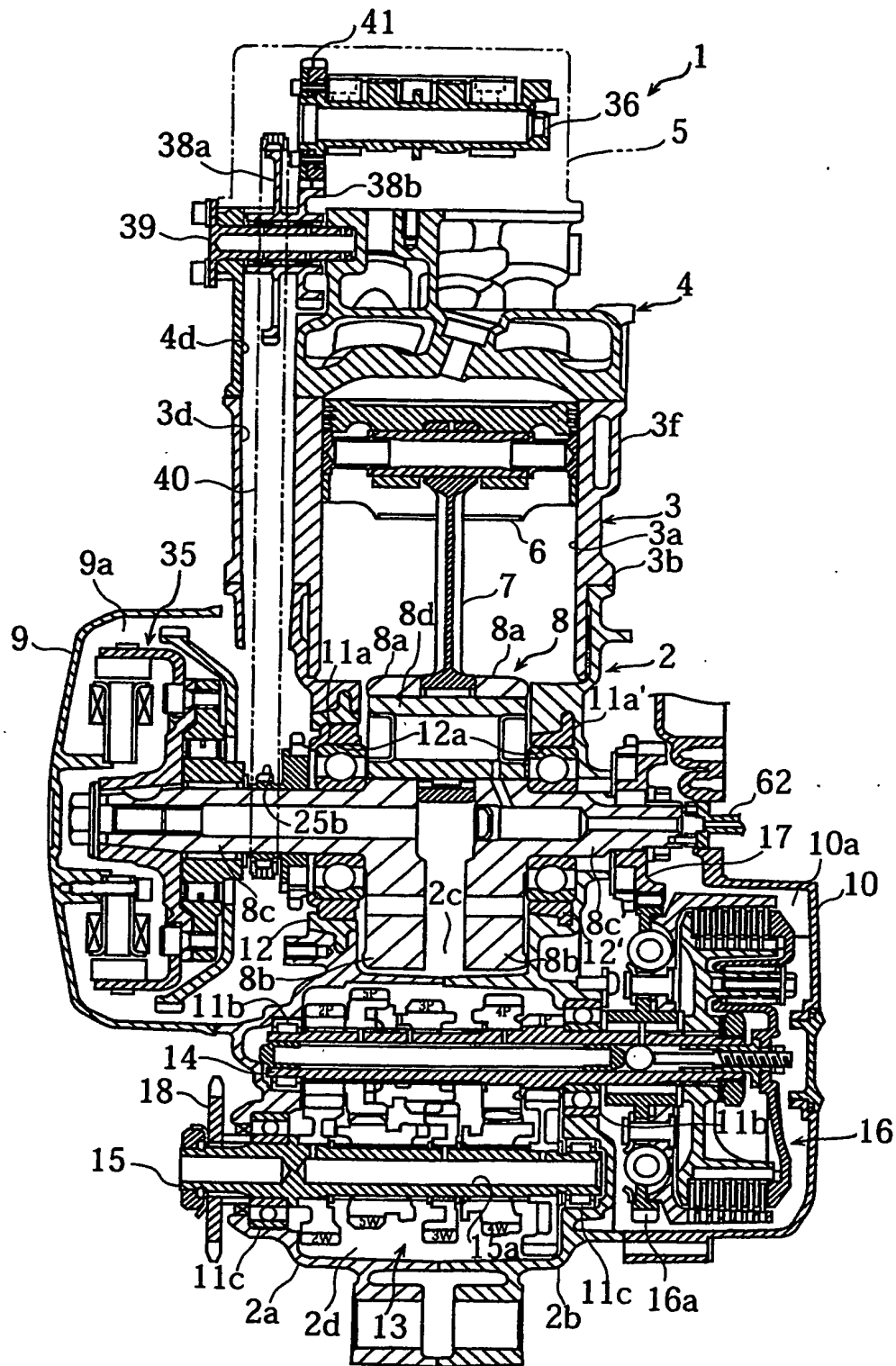
- 1 エンジン
- 2 クランクケース
- 2 e シリンダボディ側合面
- 3 シリンダボディ
- 8 クランク軸
- 1 1 a, 1 1 a' クランク軸軸受
- 1 2, 1 2' 軸受部材
- 1 2 c, ボルト結合部（結合ボス部）
- 1 2 f 上端面（シリンダボディ側端面）
- 2 2, 2 2' バランサ軸
- 3 0 a ケースボルト（結合ボルト）
- A シリンダボア軸線

【書類名】 図面

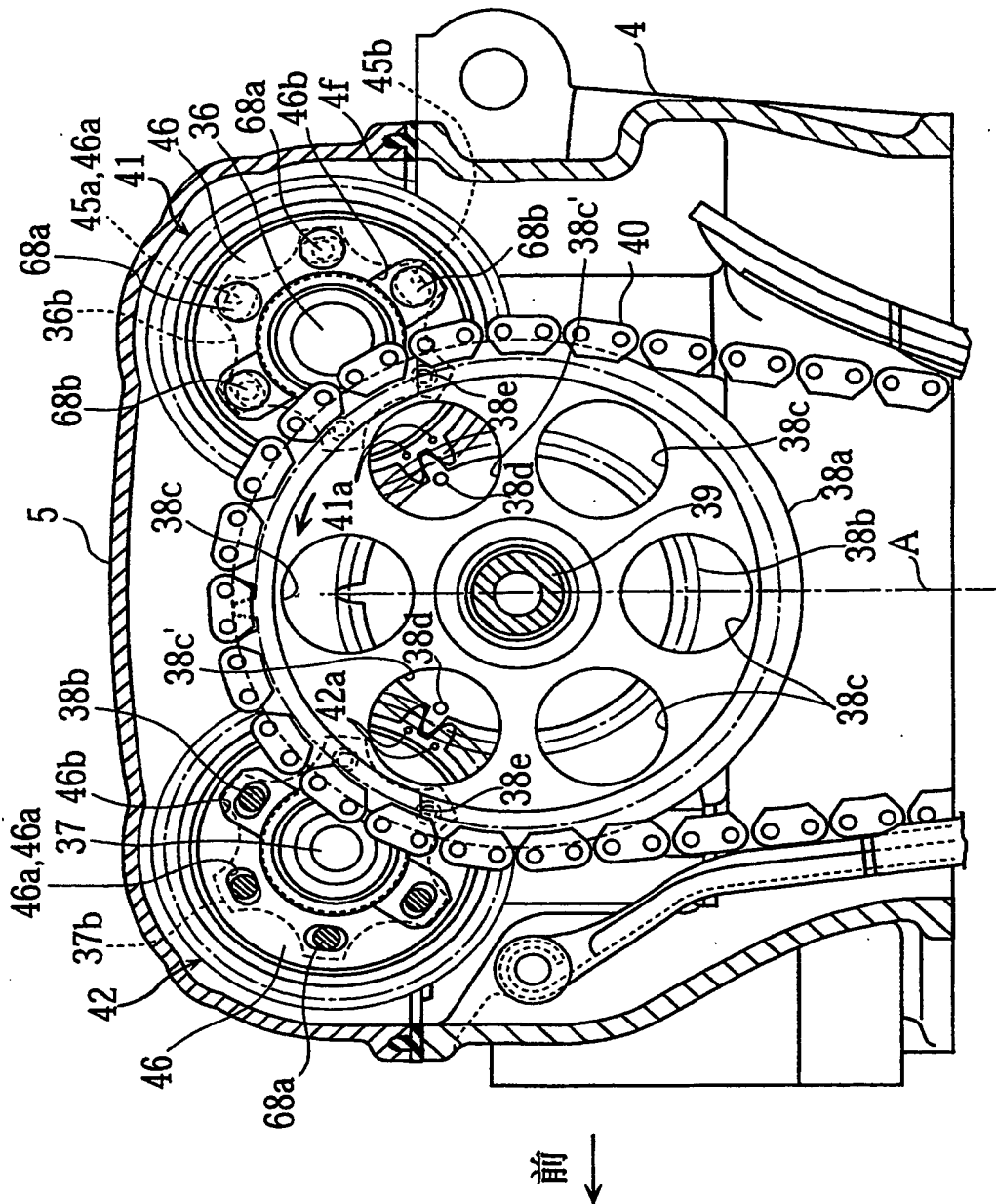
【図 1】



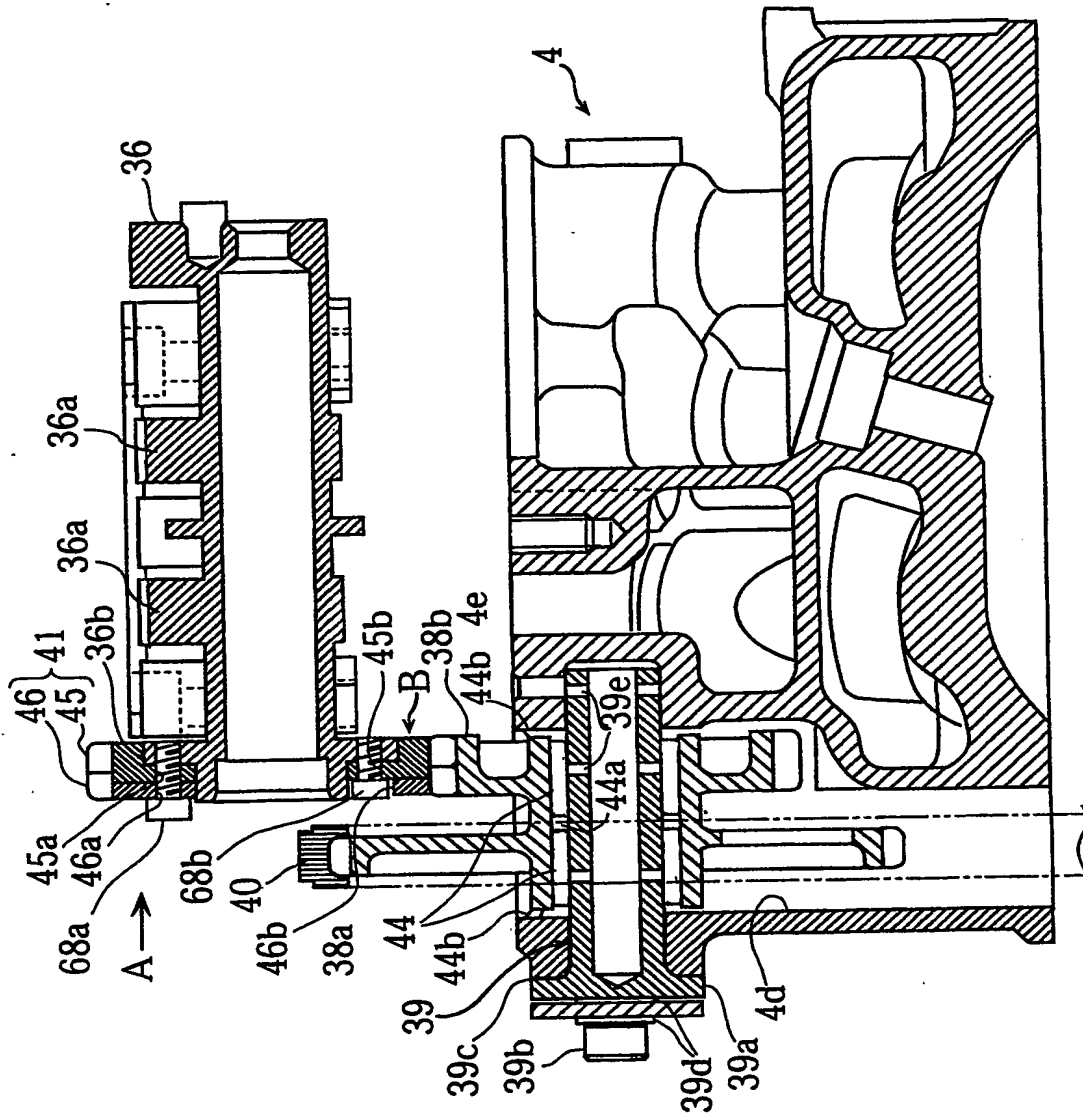
【图 2】



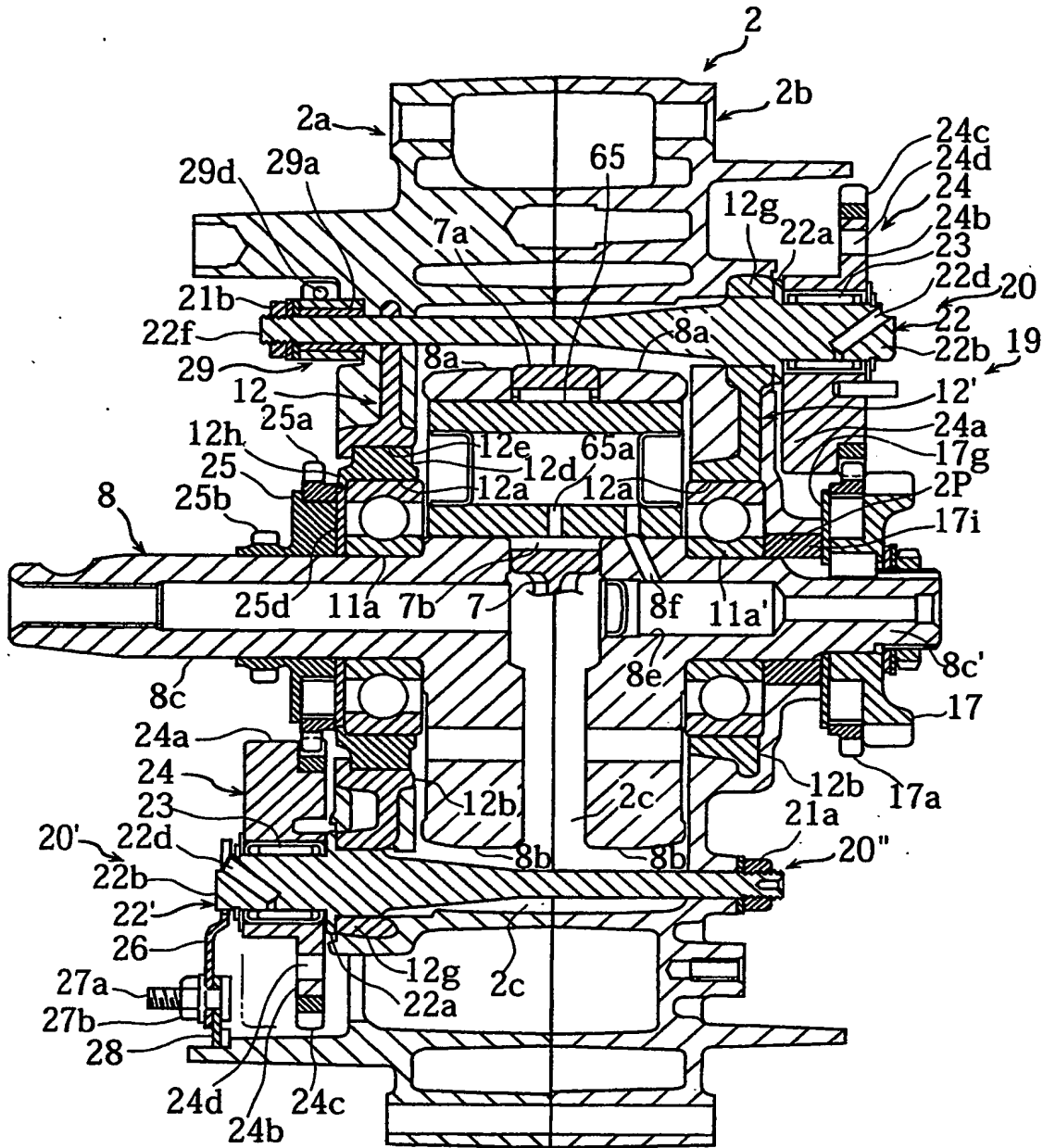
【図 3】



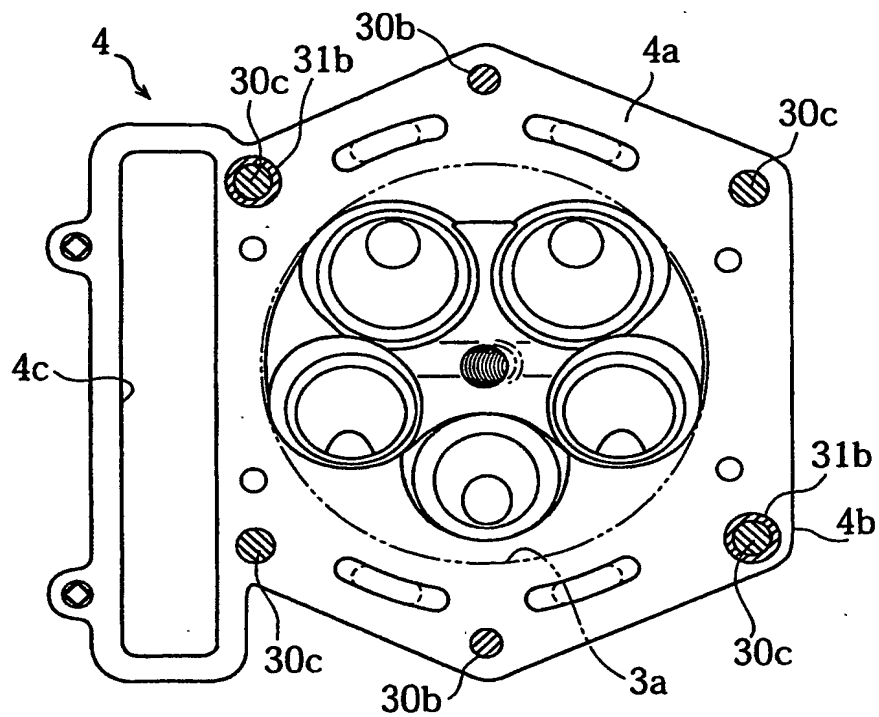
【図 4】



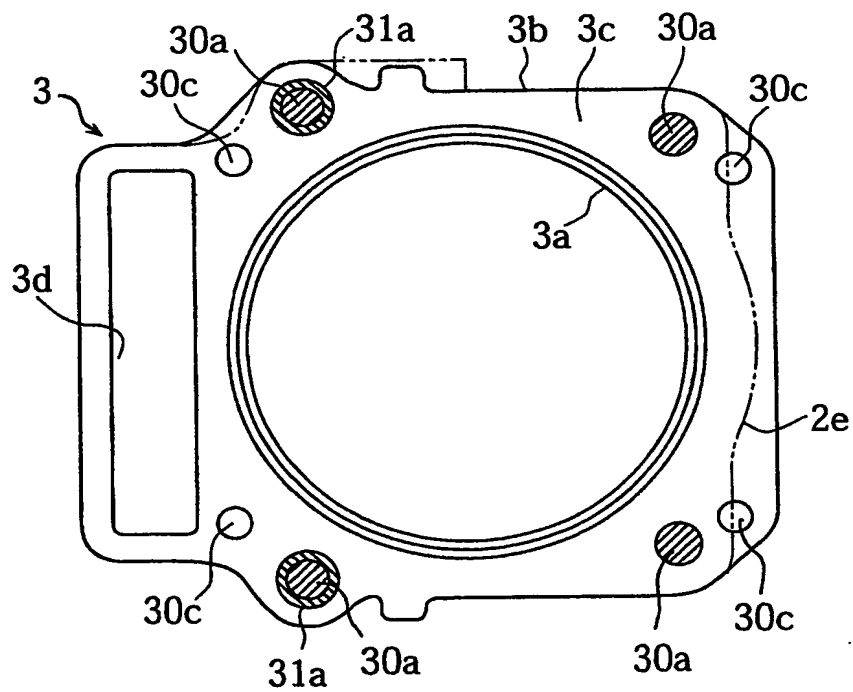
【図5】



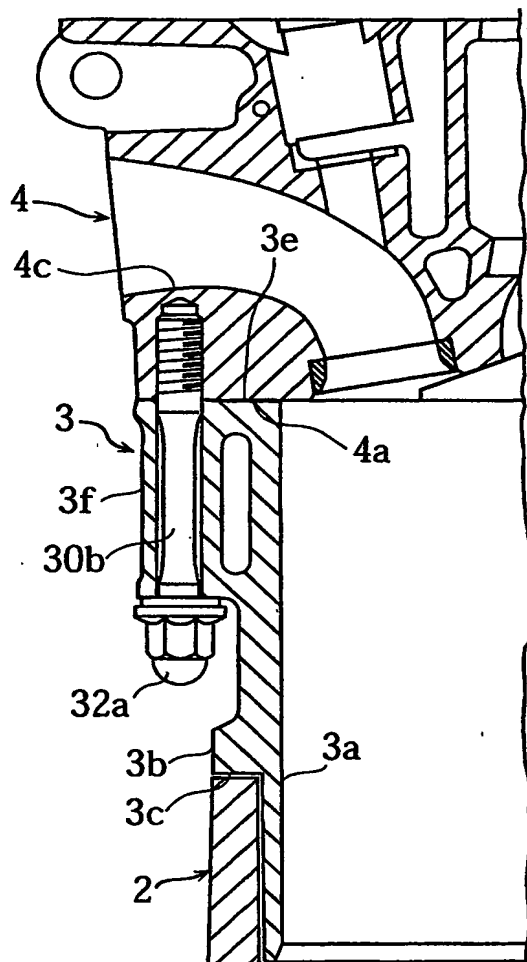
【図6】



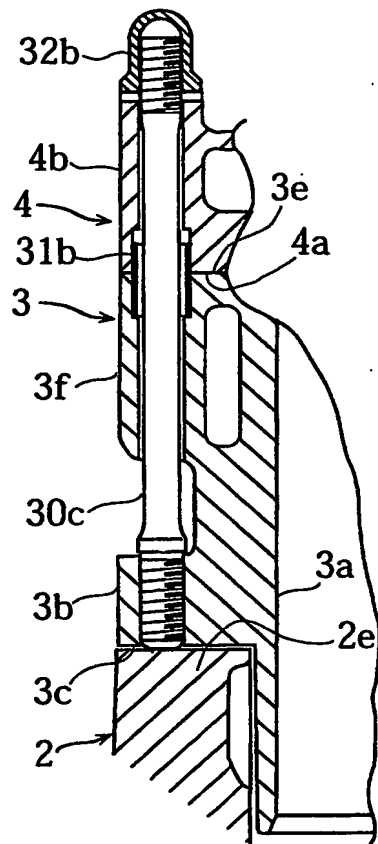
【図7】



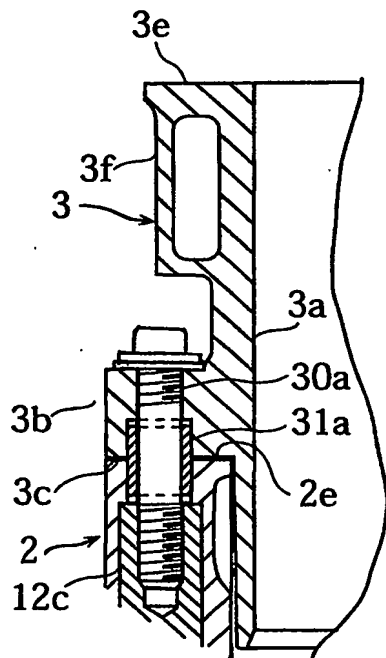
【図 8】



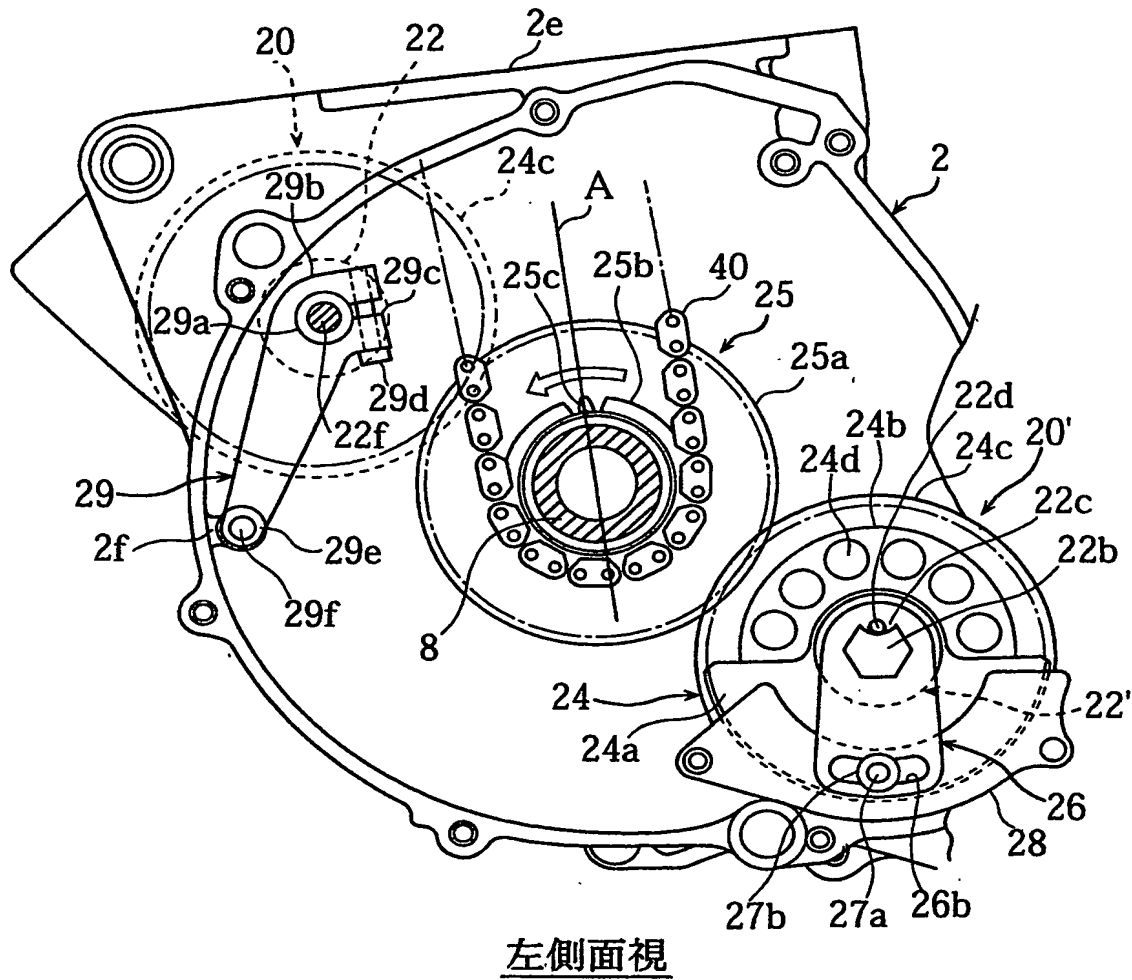
【図9】



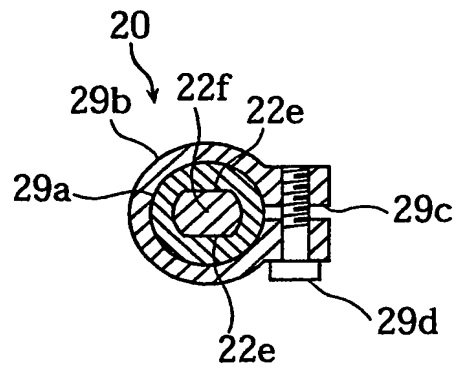
【図10】



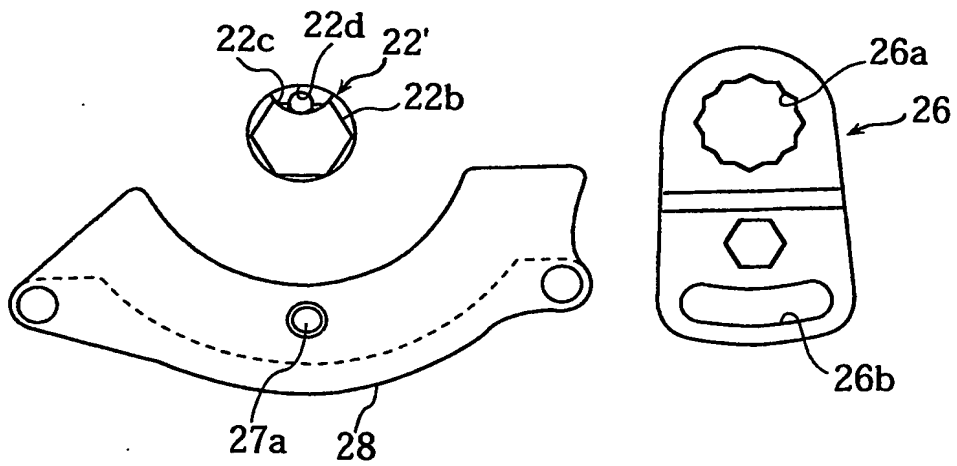
【図 11】



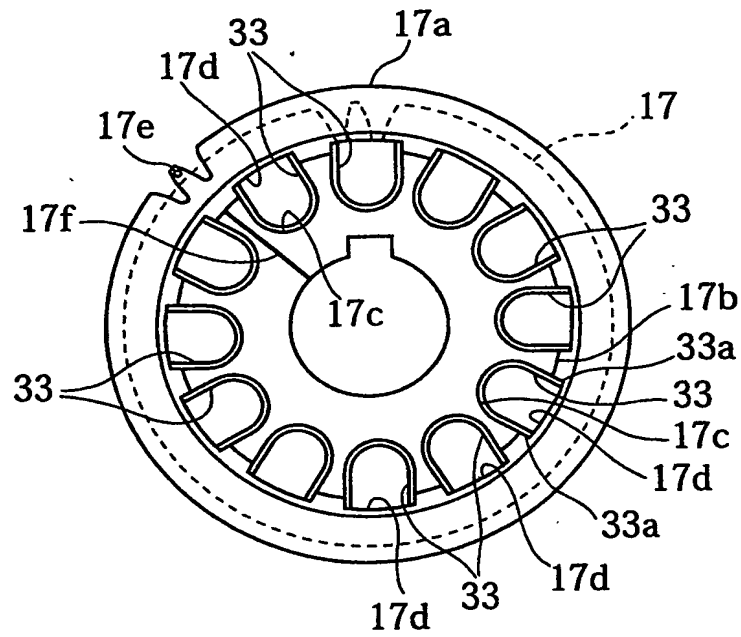
【図 1 2】



【図 1 3】

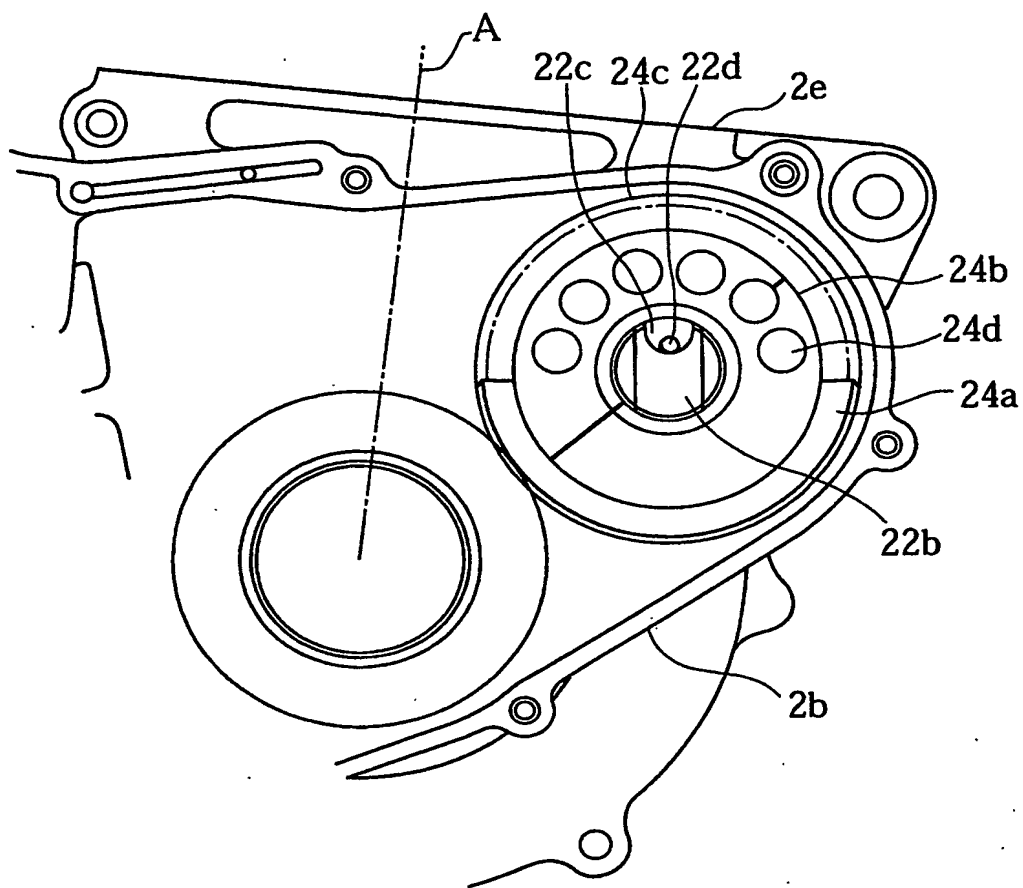


【図14】



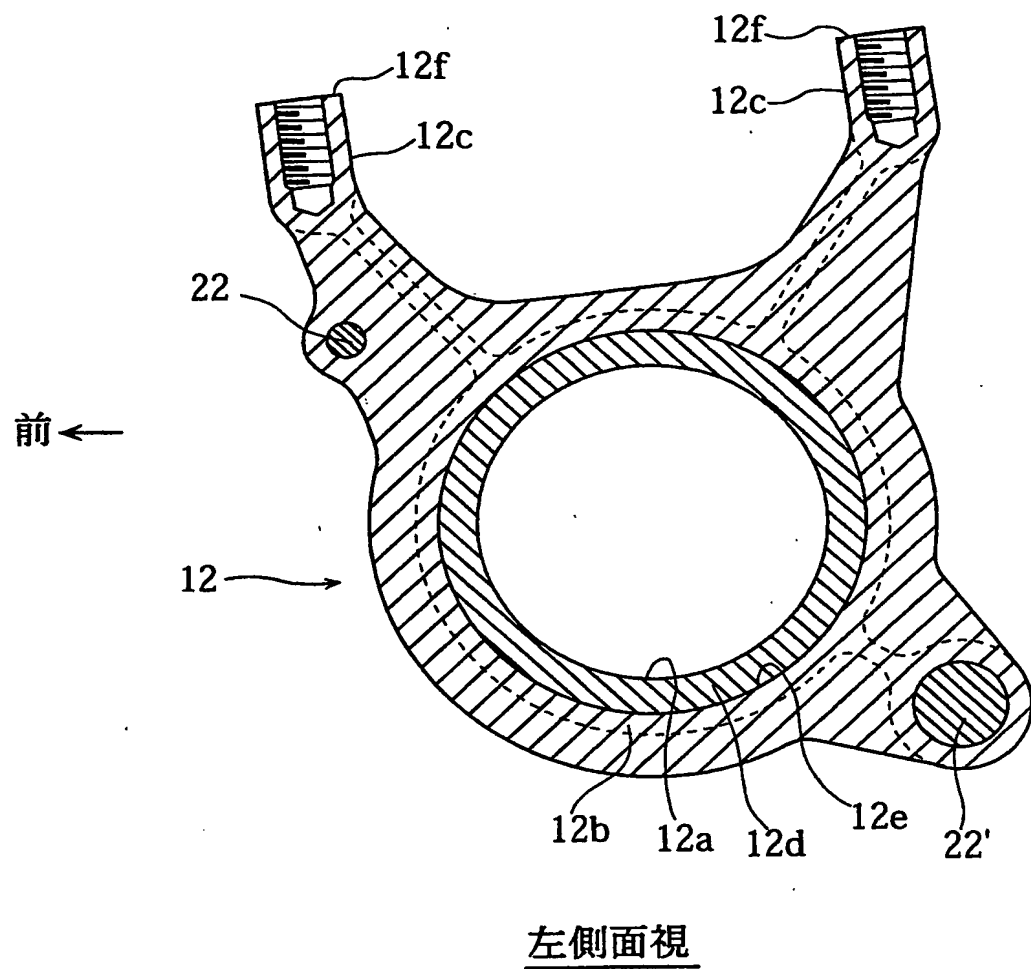
左側面視

【図15】

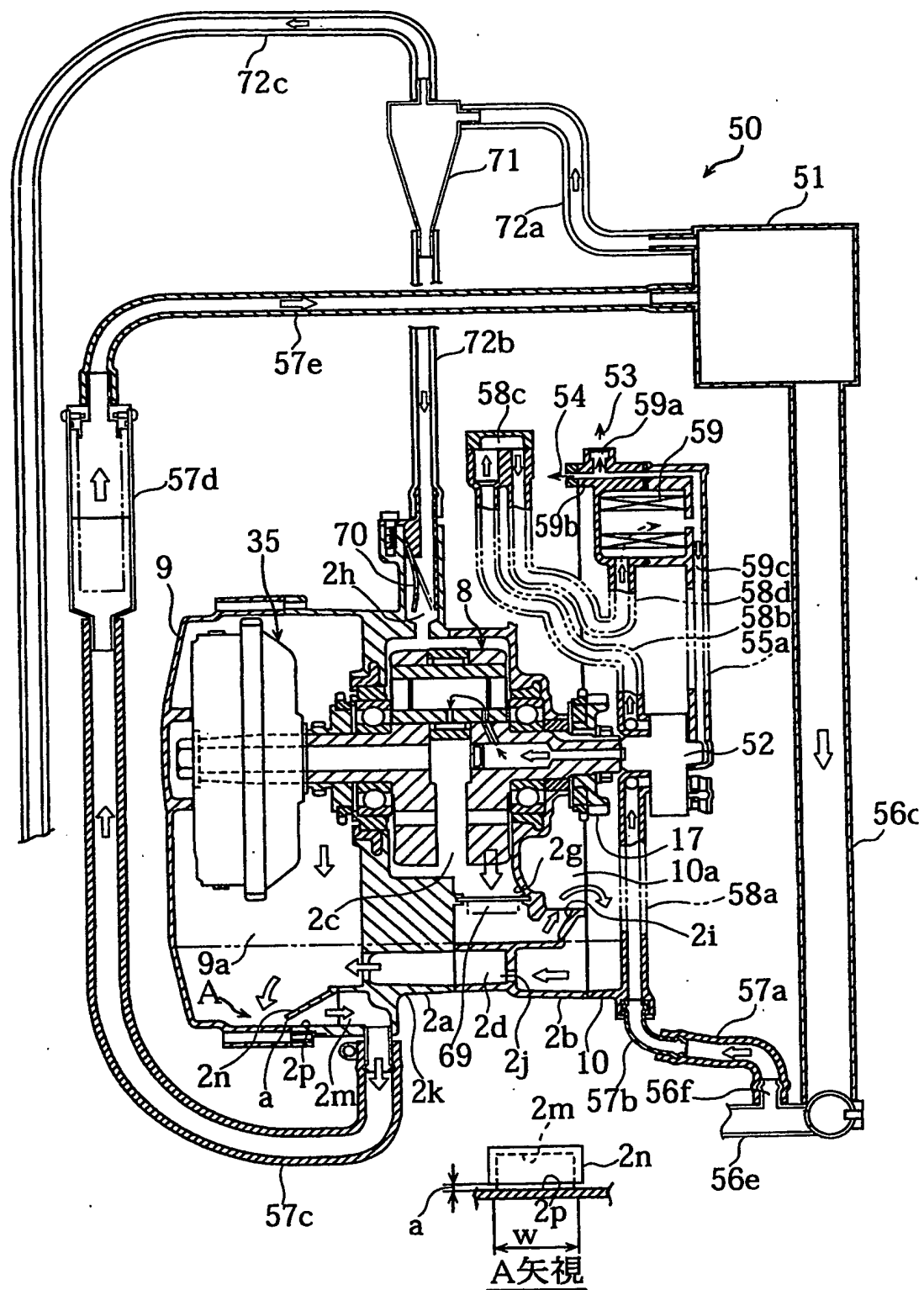


右側面視

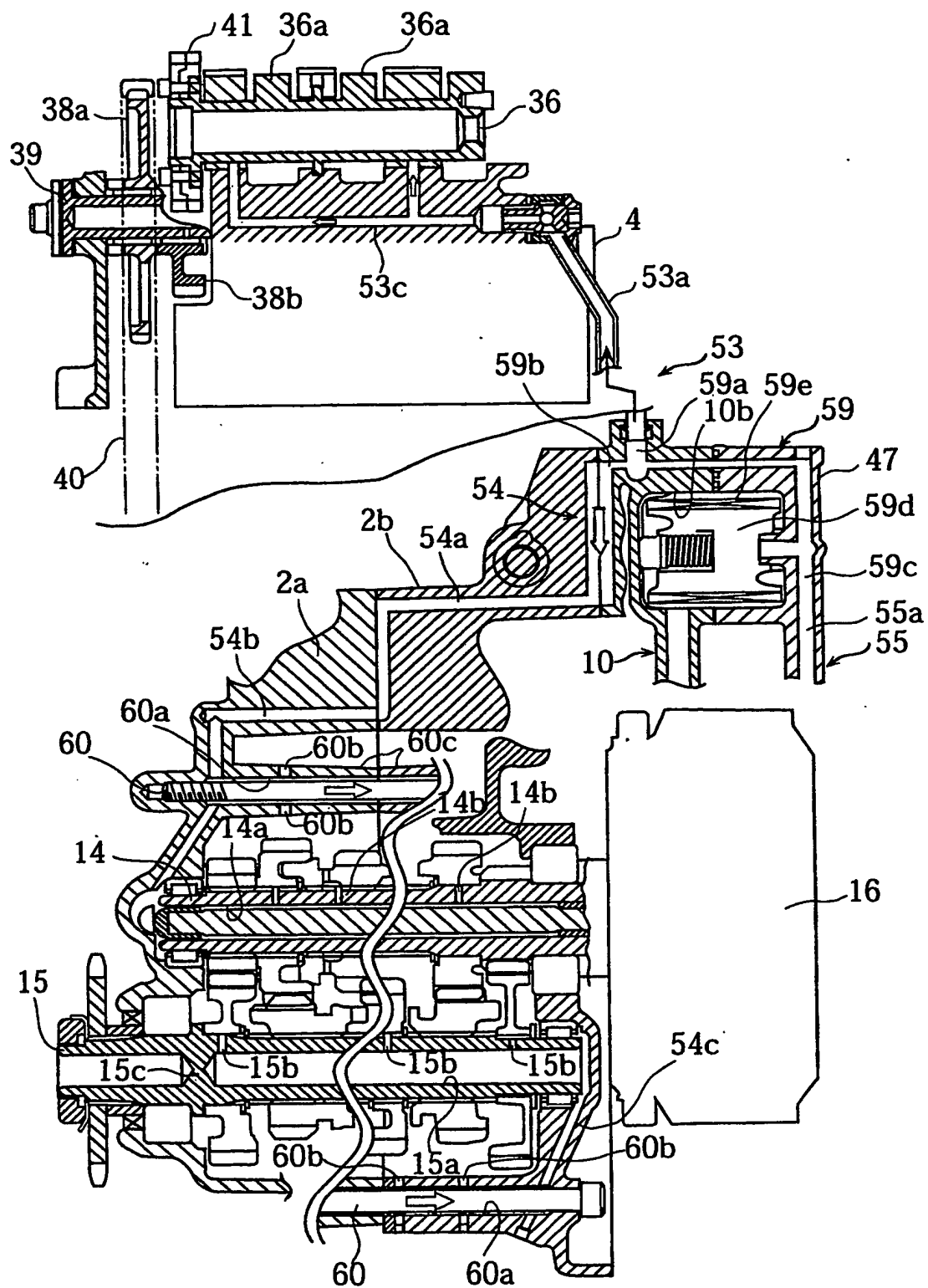
【図 17】



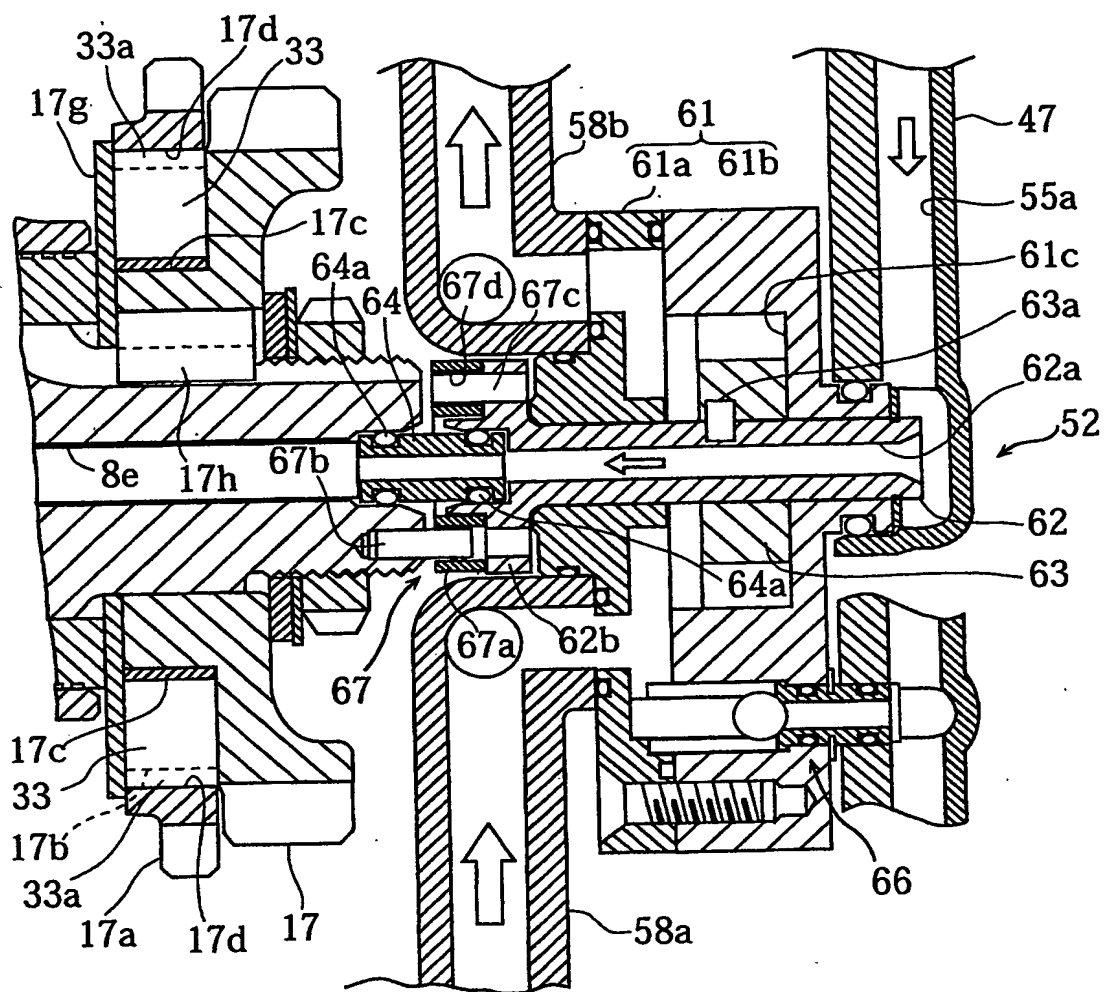
【図18】



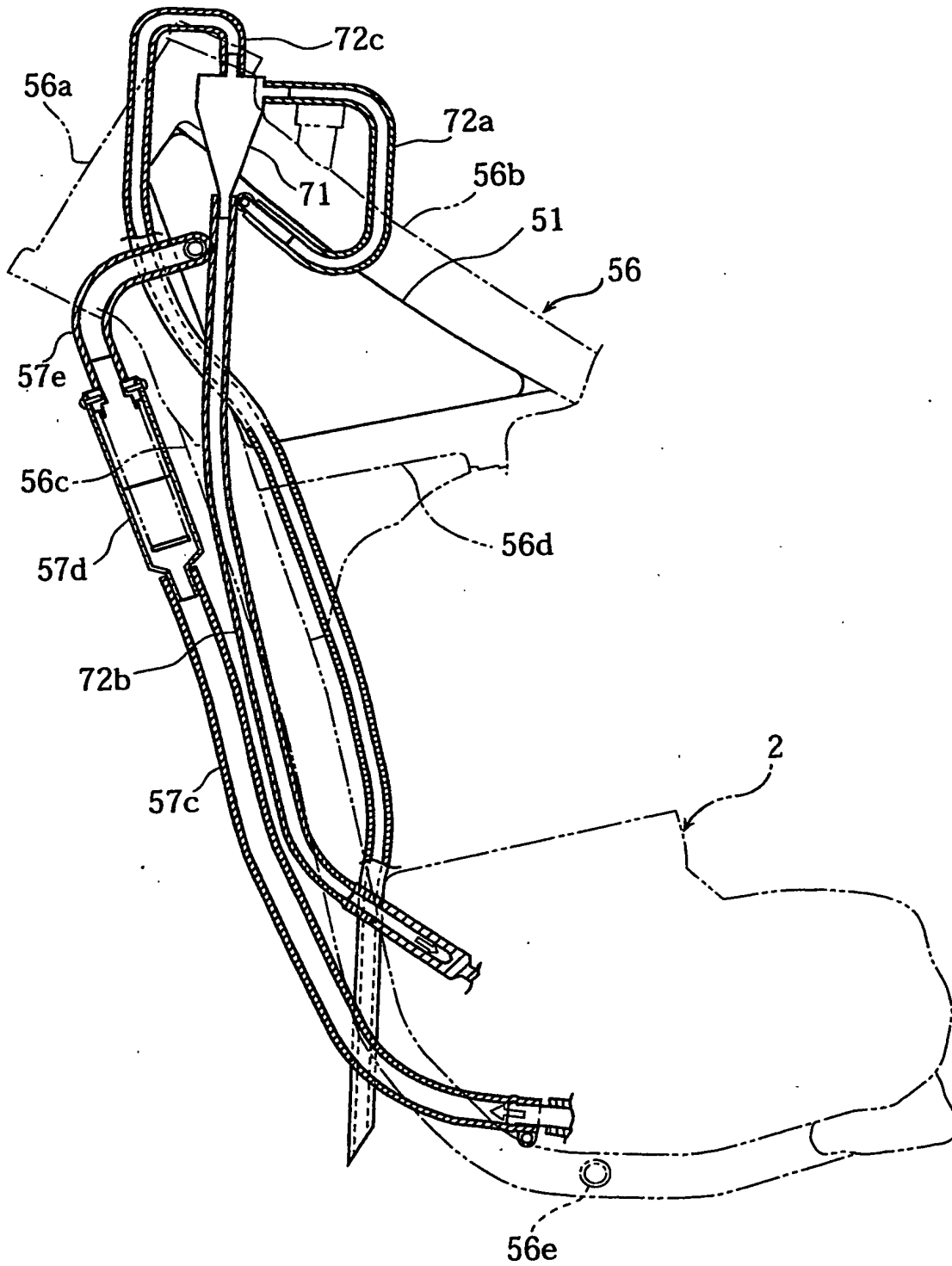
【図19】



【図20】



【図 21】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 軸受部材をクランクケース側壁内に埋設することにより、軸受荷重自体の増大のみならずクランクケースとシリンダボディとの結合力をも大きく向上できるエンジンの締結構造を提供する。

【解決手段】 クランクケースとシリンダボディとを別体にするとともに、両者を結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、クランクケース2を、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材12bをアルミニウム合金で鋳ぐるんだ構造とし、上記鉄合金製軸受部材12bの、クランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側にシリンダボディ側に延びる結合ボス部12cを一体形成し、該結合ボス部12cに上記結合ボルト30aを螺挿した。

【選択図】 図16

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000010076]

1. 変更年月日	1990年 8月29日
[変更理由]	新規登録
住 所	静岡県磐田市新貝2500番地
氏 名	ヤマハ発動機株式会社